



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SYSTÉMY PŘEMĚN ENERGIE PRO JADERNÉ ELEKTRÁRNY SE SODÍKEM CHLAZENÝM REAKTOREM (SFR)

ENERGY CONVERSION SYSTEMS FOR NUCLEAR POWER PLANTS WITH SODIUM FAST
REACTOR (SFR)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETRA NETOPILOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. OLDŘICH MATAL, CSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petra Netopilová

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Systémy přeměn energie pro jaderné elektrárny se sodíkem chlazeným reaktorem (SFR)

v anglickém jazyce:

Energy conversion systems for nuclear power plants with sodium fast reactor (SFR)

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout a řešit systémy přeměn energie pro jadernou elektrárnu se sodíkem chlazeným reaktorem IV. generace pro tyto zadané parametry:

Tepelný výkon smyčky: 600 MW

Počet smyček: 6 – celkový tepelný výkon 3600 MW

Teplota sodíku na výstupu: 525°C

Teplota sodíku na vstupu: 340 °C

Teplota páry: 490°C

Tlak páry: 18,5 MPa

Teplota napájecí vody: 240°C

Cíle diplomové práce:

- 1) Shromáždit a vyhodnotit dostupné publikované údaje
- 2) Systémy s jaderným a nejaderným přehříváním pracovní látky – schémata, komponenty - a) vodní pára, b) plyn
- 3) Termodynamická analýza systémů s BC a RCC
- 4) Tepelné výpočty výměníků tepla
- 5) Volba zařízení pro zvolené varianty pro BC a RCC
- 6) Doporučení pro výběr systémů

Seznam odborné literatury:

- 1) Matal, O.: Konstrukční cvičení (vybrané komponenty jaderně energetických zařízení)
- 2) Sazima, M.: Teplo, 1. vyd., Praha, SNTL, 1989
- 3) Bečvář, J.: Jaderné elektrárny, SNTL, 1981
- 4) ČSN 69 0010, Tlakové nádoby stabilní
- 5) EU Research and Training in reactor systems, FISA 2006 a FISA 2009

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Oldřich Matal, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 12.11.2010

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem diplomové práce je návrh a řešení systémů přeměn energie pro jadernou elektrárnu se sodíkem chlazeným reaktorem IV. generace. První část práce se zabývá shromážděním a vyhodnocením dostupných informací o jaderných elektrárnách se sodíkem chlazeným reaktorem, které používají jaderné nebo nejaderné přehřívání páry pro zvýšení termické účinnosti oběhu. Na základě získaných informací jsou vypracována tepelná schémata a určeny termické účinnosti oběhu, a to jak pro systémy pracující v Rankine–Clausiově tak v Braytonově tepelném oběhu. Pro systémy pracující v Rankine–Clausiově tepelném oběhu je v další části práce proveden tepelný výpočet přehříváku páry pro jaderné a nejaderné přehřívání páry. V závěru práce je uvedena volba vhodného zařízení pro tyto systémy a jejich hodnocení z hlediska jaderné a technické bezpečnosti a technického provedení.

KLÍČOVÁ SLOVA

jaderné elektrárny se sodíkem chlazeným reaktorem, Rankine-Clausiovův tepelný oběh, Braytonův tepelný oběh, jaderné přehřívání páry, nejaderné přehřívání páry, tepelná účinnost oběhu, přehřívák páry, parogenerátor, turbína

ABSTRACT

The aim of the dissertation is proposing and solving energy convection systems for nuclear power plants with a sodium fast reactor of the 4th generation.

The first part of the dissertation deals with collection and evaluation of information available about nuclear power plants with sodium fast reactor which use nuclear or non-nuclear reheating to increase thermal efficiency.

On the basis of the acquired information, thermal schemes are developed and thermal efficiency is determined for the systems working in both Rankine thermal cycle and Brayton thermal cycle.

In the further part of the dissertation thermal calculation of the reheater for nuclear and non-nuclear reheating is made for the systems working in Rankine thermal cycle.

At the end of this dissertation, an apparatus suitable for these systems is suggested and the systems are evaluated in terms of technical implementation and nuclear safety.

KEY WORDS

nuclear power plants with sodium fast reactor, Rankine thermal cycle, Brayton thermal cycle, nuclear reheating, non-nuclear reheating, thermal efficiency, reheater, steam generator, turbine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NETOPILOVÁ, P. *Systémy přeměn energie pro jaderné elektrárny se sodíkem chlazeným reaktorem (SFR)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 110 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Oldřich Matal, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 27. 5. 2011

Petra Netopilová

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové panu prof. Ing. Oldřichu Matalovi, CSc. za laskavé vedení, odborné rady a trpělivost při vedení této diplomové práce.

Dále bych ráda poděkovala své rodině a přáteli, bez jejichž podpory by tato práce nemohla vzniknout.

OBSAH

ÚVOD	15
1 JADERNÉ ELEKTRÁRNY S RYCHLÝM SODÍKOVÝM REAKTOREM .	16
1.1 PŘIHRŘIVÁNÍ JE-SFR	17
1.1.1 Tzv. přehřívání nejaderné.....	17
1.1.2 Tzv. přehřívání jaderné	18
1.1.3 JE-SFR bez použití přehřívání páry	19
1.2 JADERNÉ ELEKTRÁRNY S RYCHLÝM SODÍKOVÝM REAKTOREM S NEJADERNÝM PŘIHRŘIVÁNÍM PÁRY	19
1.2.1 Popis terciálního okruhu jaderné elektrárny SUPERPHENIX 1	21
1.2.2 Expanze na VT dílu turbíny	21
1.2.3 Vstupní/výstupní parametry páry na vstupu/výstupu z turbíny pro SUPERPHENIX1 bez použití přehřívání páry:	21
1.2.4 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkem chlazeným reaktorem s nejaderným přehříváním páry [2].....	22
1.3 JADERNÉ ELEKTRÁRNY S RYCHLÝM SODÍKOVÝM REAKTOREM S JADERNÝM PŘIHRŘIVÁNÍM PÁRY	23
1.3.1 Popis principu jaderného přehřívání páry a parního generátoru na jaderné elektrárně BN-600.....	24
1.3.2 Popis terciálního okruhu elektrárny BN-600.....	25
1.3.3 Vstupní/ výstupní parametry páry na vstupu/výstupu z turbíny pro BN-600 bez použití přehřívání páry:.....	26
1.3.4 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkem chlazeným reaktorem s jaderným přehříváním páry [2].....	26
1.4 JADERNÉ ELEKTRÁRNY S RYCHLÝM SODÍKOVÝM REAKTOREM BEZ PŘIHRŘIVÁNÍ PÁRY ..	28
1.4.1 Popis terciálního okruhu elektrárny BOR-60	29
1.4.2 Vstupní / výstupní parametry páry na vstupu/výstupu z turbíny pro BOR-60.....	29
1.4.3 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkovým reaktorem bez přehřívání páry [2].....	30
2 SCHÉMATA A ZAPOJENÍ KOMPONENT SYSTÉMŮ S JADERNÝM A NEJADERNÝM PŘIHRŘIVÁNÍM PÁRY	32
2.1 POPIS SCHÉMATU SYSTÉMU S JADERNÝM PŘIHRŘIVÁNÍM PÁRY	33
2.2 POPIS SCHÉMATU S NEJADERNÝM PŘIHRŘIVÁNÍM PÁRY.....	35
2.3 POPIS SCHÉMATU PRO PRACOVNÍ LÁTKU PLYN.....	37
2.3.1 Dvouokruhové uspořádání systému pro nadkritické parametry CO ₂	37
2.3.2 Tříokruhové uspořádání systému pro nadkritické parametry CO ₂	39
3 TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA OBĚHŮ	41
3.1 TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA RANKINE-CLAUSIOVA OBĚHU	41
3.1.1 Zadané hodnoty	41
3.1.2 Termodynamická analýza systému s jaderným přehříváním páry.....	41
3.1.3 Termodynamická analýza systému s nejaderným přehříváním páry	47
3.2 ŠKOLNÍ VÝPOČTOVÝ PROGRAM THERMOPTIM	53
3.3 TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA BRAYTONOVA OBĚHU.....	53
3.3.1 Zadané hodnoty:	53
3.3.2 Výpočet Braytonova tepelného oběhu s regenerací tepla a dvojitou kompresí [1] [8]	55
4 TEPELNÝ VÝPOČET PŘIHRŘIVÁKU PÁRY PRO SYSTÉMY JADERNÉHO A NEJADERNÉHO PŘIHRŘIVÁNÍ PÁRY	61
4.1 STANOVENÍ VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY PRO SYSTÉMY S JADERNÝM PŘIHRŘIVÁNÍM PÁRY	61
4.1.1 Zadané hodnoty pro výpočet přehříváku páry pro systémy s jaderným přehříváním páry:	64
4.1.2 Tepelná bilance přehříváku páry.....	64
4.1.3 Stanovení průtočných průřezů	66
4.1.4 Výpočet strany sodíku	68

4.1.5 Výpočet strany páry	69
4.1.6 Výpočet velikosti teplosměnné plochy jedné větve přehříváku pro systémy s jaderným přehříváním páry	70
4.2 STANOVENÍ VELIKOSTI VÝHŘEVNÉ PLOCHY PRO SYSTÉMY S NEJADERNÝM PŘEHŘÍVÁNÍM PÁRY	71
4.2.1 Tepelný výpočet velikosti teplosměnné plochy pro systémy s nejaderným přehříváním páry...	72
4.2.2 Tepelná bilance	76
4.2.3 Stanovení průtočných průřezů.....	78
4.2.4 Výpočet strany topné páry.....	81
4.2.5 Výpočet strany přehřívání páry.....	84
4.2.6 Výpočet velikosti teplosměnné plochy pro systémy s nejaderným přehříváním páry.....	86
5 VOLBA ZAŘÍZENÍ PRO ZVOLENÉ VARIANTY SYSTÉMŮ RANKINE-CLAUSIOVA A BRAYTONOVA OBĚHU	90
5.1 VOLBA ZAŘÍZENÍ PRO JADERNÉ A NEJADERNÉ PŘEHŘÍVÁNÍ PÁRY	90
5.1.1 Jaderné přehřívání páry	90
5.1.2 Nejaderné přehřívání páry	90
5.2 VOLBA ZAŘÍZENÍ PRO SYSTÉMY PRACUJÍCÍ V BRAYTONOVĚ OBĚHU.....	92
5.2.1 Uzavřený Braytonův oběh.....	93
6 DOPORUČENÍ PRO VÝBĚR SYSTÉMŮ PRACUJÍCÍCH V RANKINE-CLAUSIOVĚ A BRAYTONOVĚ TEPELNÉM OBĚHU	95
6.1 SYSTÉMY PRACUJÍCÍ V RANKINE-CLAUSIOVĚ TEPELNÉM OBĚHU	95
6.1.1 Varianta s jaderným přehříváním páry	95
6.1.2 Varianta s nejaderným přehříváním páry.....	95
6.2 SYSTÉMY PRACUJÍCÍ V BRAYTONOVĚ TEPELNÉM OBĚHU	97
6.2.1 Dvouokruhové uspořádání systému pro nadkritické parametry CO_2	97
6.2.2 Tříokruhové uspořádání systému pro podkritické parametry CO_2	97
ZÁVĚR	99
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	101
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	104
SEZNAM OBRÁZKŮ	107
SEZNAM TABULEK.....	109
SEZNAM PŘÍLOH.....	110

ÚVOD

Je to již více než padesát let, kdy na Valném shromáždění OSN přednesl prezident USA Dwight Eisenhower svůj známý proslov o jaderné energii – „Atomy pro mír“. Zabýval se zde myšlenkou, že největší destruktivní síla v lidské historii může být použita pro potřeby lidstva. Energie atomu by měla být využívána v medicíně, v zemědělství a především pro výrobu elektrické energie. Za tuto dobu urazila jaderná energetika dlouhou cestu. Lidstvo se naučilo stavět a bezpečně provozovat jaderné elektrárny, z nichž nejrozšířenější je jaderná elektrárna s reaktorem typu PWR (VVER). Palivem pro tyto elektrárny je obohacený uran, který patří mezi neobnovitelné zdroje energie. Je tedy vysoce pravděpodobné, že zásoby uranu budou jednoho dne vyčerpány. Navíc elektrárny typu PWR využívají jen velice malý potenciál tohoto paliva a to tím, že pracují v otevřeném palivovém cyklu.

Generaci IV. tvoří šest perspektivních typů jaderných reaktorů (elektráren). Tyto elektrárny by měly splnit požadavky na udržitelnost rozvoje jaderné energetiky (uzavřený palivový cyklus, efektivní využití paliva a minimalizace jaderného odpadu), spolehlivost a bezpečnost provozu a zabránit zneužití jaderné technologie pro nemírové účely. Jaderná elektrárna se sodíkem chlazeným reaktorem (SFR) je jedním z představitelů Generace IV. Diplomová práce se zabývá systémy přeměn energie pro výše zmiňovaný typ jaderné elektrárny. Cílem této práce je posoudit, který z navržených systémů přeměn energie je nejvhodnější z hlediska jaderné a technické bezpečnosti a technického provedení.

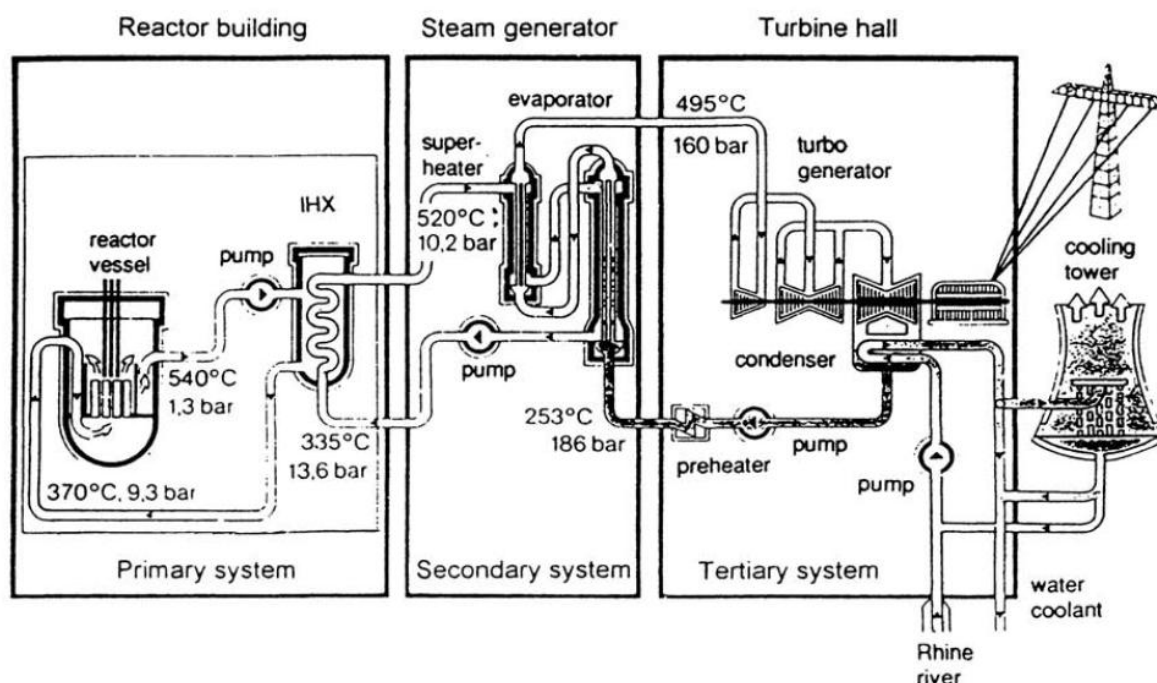
První část práce vyhodnocuje dostupné informace o jaderných elektrárnách se sodíkem chlazeným reaktorem, které byly nebo jsou v provozu, a definuje pojem jaderného a nejaderného přihřívání páry. Na základě vyhodnocených informací jsou v další části práce vypracována tepelná schémata pro tyto systémy, a to jak pro systémy pracující v Rankine-Clausiově tepelném oběhu (pracovní látka voda a vodní pára), tak pro systémy pracující v Braytonově tepelném oběhu (pracovní látka plyn). Tepelná účinnost těchto systémů pracujících v Rankine-Clausiově tepelném oběhu je určena na základě termodynamické analýzy ve výpočtovém programu THERMOPTIM, tepelná účinnost systémů pracujících v Braytonově tepelném oběhu je určena na základě výsledků technické zprávy [1]. Další část práce se zabývá tepelným výpočtem přihříváků páry pro systémy jaderného a nejaderného přihřívání páry. Pro jednotlivé varianty je provedena volba vhodného zařízení pro terciální okruh elektrárny. Poslední část práce porovnává jednotlivé varianty z hlediska technického provedení a jaderné bezpečnosti a jsou vysloveny závěry, který ze systémů přeměn energie je nejvhodnější pro jadernou elektrárnu se SFR.

V návaznosti na spolupráci mezi řešitelskými pracovišti Energovýzkum spol. s r.o. a spoluřešitelským pracovištěm VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Odbor energetického inženýrství, Ústav energetického inženýrství při řešení projektu ev. č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu, bylo doporučeno k vypsání a přijetí tématu této diplomové práce. Nadále uvedená diplomová práce volně navazuje na projekt CP ESFR vypsáný Evropskou komisí v 7. rámcovém programu, v němž jsou publikována předběžná projektová data, o která se diplomová práce opírá.

1 JADERNÉ ELEKTRÁRNY S RYCHLÝM SODÍKOVÝM REAKTOREM

Jaderné elektrárny s rychlým sodíkovým reaktorem (JE–SFR) bývají obvykle koncipované jako tříokruhové. Jaderná elektrárna (JE) se z technologického hlediska sestává z primárního, sekundárního a terciálního okruhu, případně z chladicích a pomocných okruhů. Primární okruh tvoří aktivní zóna a sodíkem chlazený mezivýměník tepla. Sekundární okruh tvoří okruh s neaktivním sodíkem a parogenerátor. Terciální okruh je okruhem parním, který má zpravidla stejné dispoziční uspořádání jako např. u JE s reaktorem VVER. Dochází zde k přeměně tepelné energie vázané na látku (páru) na energii mechanickou a dále elektrickou. Příklad schématu tříokruhového uspořádání JE je na obr. 1.1.

Výše zmiňované uspořádání JE je typické pro elektrárny z generace II, popř. z generace III. Všechny tyto elektrárny pracují v terciálním okruhu v klasickém Rankine–Clausiově oběhu, tzn. přeměna tepelné energie vázané na látku (páru) na energii mechanickou se uskutečňuje pomocí parní turbíny.



Obr. 1.1 – Příklad tříokruhového uspořádání jaderné elektrárny rychlým sodíkovým reaktorem smyčkového provedení (jaderná elektrárna SRN-300) [2]

Legenda k obr. 1.1:

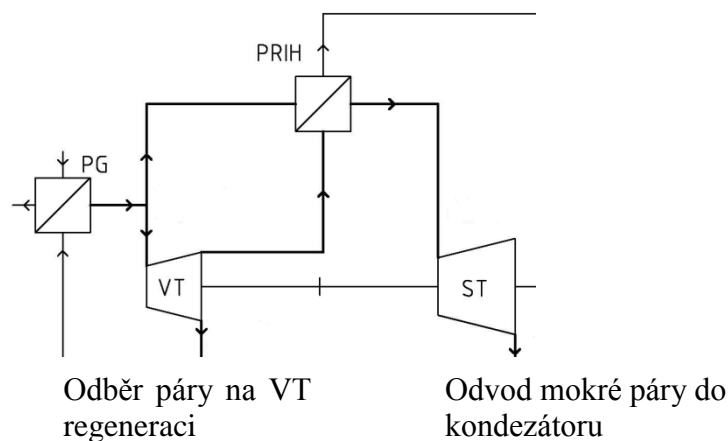
1 – primární okruh, 2 – sekundární okruh, 3 – terciální okruh, 4 – kontejment, 5 – tlaková nádoba reaktoru, 6 – oběhové čerpadlo, 7 – mezivýměník tepla, 8 – parogenerátor, 9 – přehřívák (část parogenerátoru), 10 – výparník a ekonomizér (část parogenerátoru), 11 – oběhové čerpadlo, 12 – strojovna, 13 – turbogenerátor, 14 – kondenzátor, 15 – napájecí čerpadla, 16 – systém regenerace, 17 – chladicí věže, 18 – přívod chladicí vody z řeky Rýn, 19 – odvod chladicí vody

1.1 Přihřívání JE-SFR

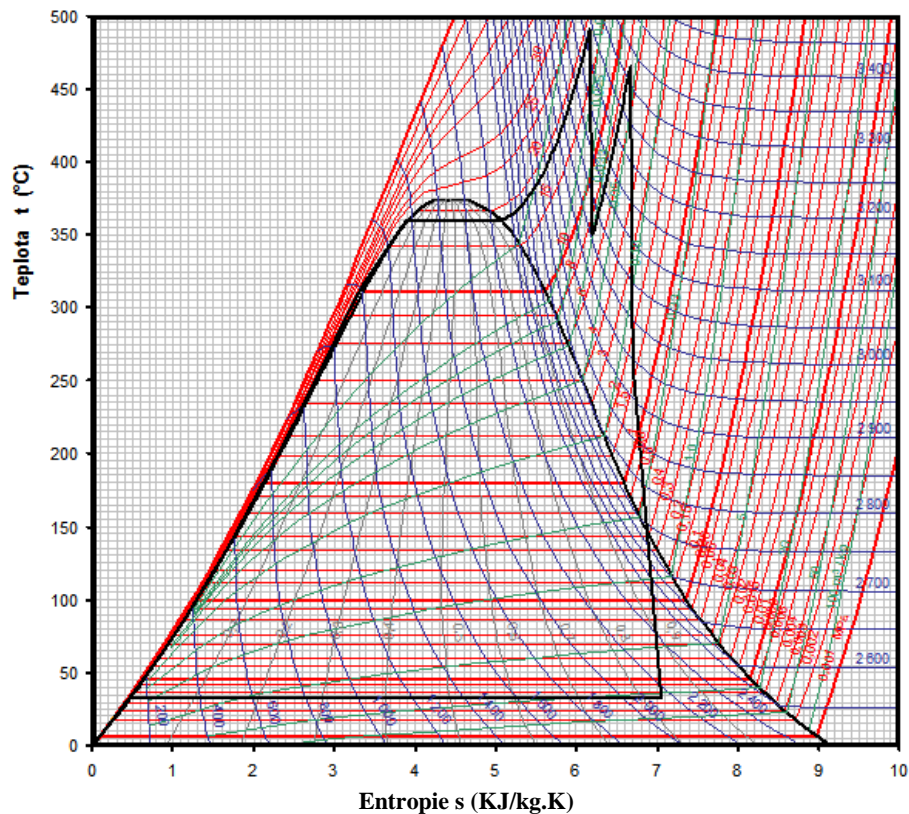
Přihřívání páry se používá ke zvýšení termické účinnosti oběhu a k odstranění vlhkosti páry po expanzi v turbíně. Samotné přihřívání páry nevede přímo ke zlepšení termické účinnosti oběhu, dochází jen k velmi malému zvýšení termické účinnosti, nebo dokonce k jejímu snížení. Střední teplota, při které se přivádí teplo při přihřívání páry, je jen o něco málo vyšší než je střední teplota, při které se přivádí teplo do základního oběhu. Přesto je však přihřívání páry účelné, neboť dochází k podstatnému zmenšení vlhkosti v posledních stupních turbíny, což vede ke **zvýšení vnitřní termodynamické účinnosti turbíny** a tím ke zvýšení celkové termické účinnosti oběhu. U dosud navržených nebo realizovaných JE-SFR se lze setkat se dvěma typy přihřívání vodní páry. [3]

1.1.1 Tzv. přihřívání nejaderné

- Pára je z parogenerátoru vedena přes rozdělovač páry. Část páry z parogenerátoru prochází VT dílem turbíny a po částečné expanzi pokračuje do přihříváku, kde se zvýší její teplota pomocí zbylé páry vedené z parogenerátoru přes rozdělovač. Přihřátá pára má však nižší teplotu než je teplota páry na výstupu z parogenerátoru. Pára dále expanduje na ST (NT) dílech turbíny.
- Schematické znázornění nejaderného přihřívání páry je patrné z obr. 1.2.
- Na obr. 1.3 je znázorněn průběh nejaderného přihřívání páry v T-s diagramu.



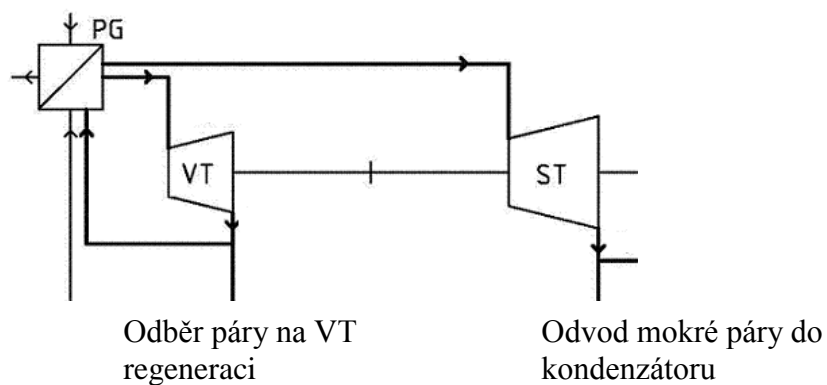
Obr. 1.2 – Schéma nejaderného přihřívání páry [1]



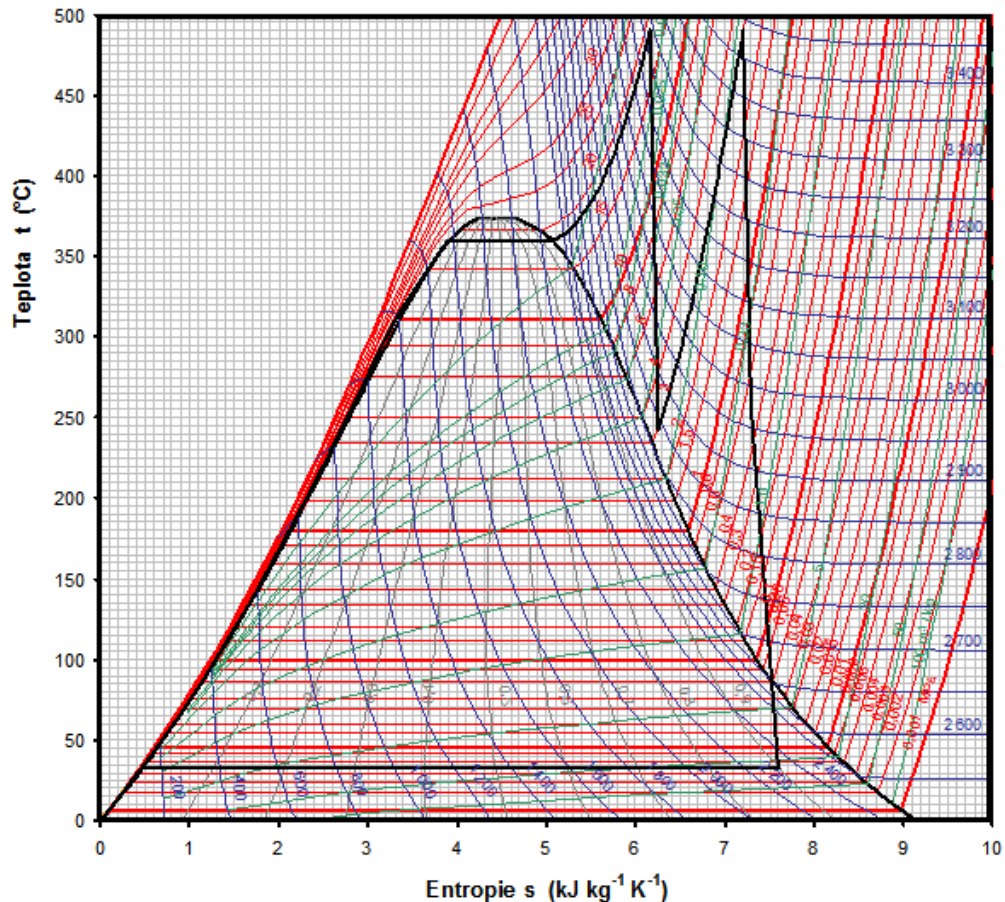
Obr. 1.3 – Znáznornění průběhu nejaderného přehřívání páry v T-s diagramu [1]

1.1.2 Tzv. přehřívání jaderné

- Pára je vedena z přehříváku parogenerátoru na VT díl turbíny, částečně expanduje a část páry se vrací zpět do přehříváku parogenerátoru. Zde se přehřeje na stejnou teplotu přehřáté páry, ale nižší tlak, a dále pokračuje na ST (NT) díl turbíny, kde expanduje.
- Schematické znázornění jaderného přehřívání páry je patrné z obr. 1.4.
- Na obr. 1.5 je znázorněn průběh jaderného přehřívání páry v T-s diagramu.



Obr. 1.4 – Schematické znázornění jaderného přehřívání páry [1]



Obr. 1.5 – Znárodnění průběhu jaderného přehřívání páry v T-s diagramu [1]

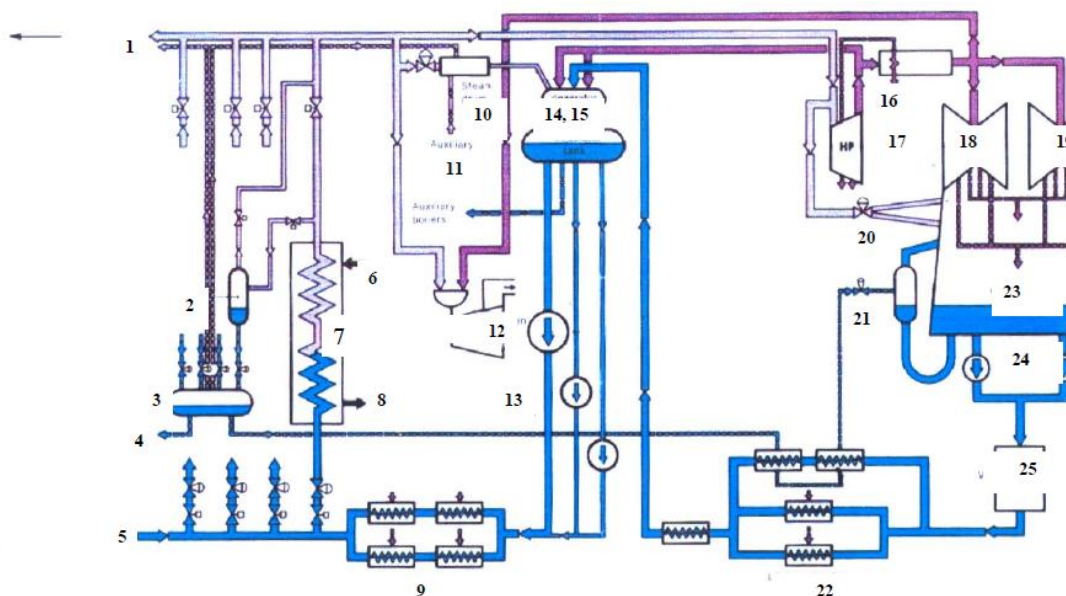
1.1.3 JE-SFR bez použití přehřívání páry

Je možné se setkat i s JE-SFR, u kterých nebylo přehřívání páry využito. Jde převážně o experimentální typy těchto elektráren. Přehřívání páry zde nebylo využito z konstrukčních důvodů.

1.2 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkovým reaktorem s nejaderným přehříváním páry

Téměř všechny JE-SFR byly konstruovány s nejaderným přehříváním páry.

Jako příklad JE-SFR s nejaderným přehříváním páry byla zvolena jaderná elektrárna **SUPERPHENIX 1**. Jde o francouzskou komerční JE-SFR, která byla uvedena do provozu 14.1.1986. Tato elektrárna dosahovala tepelného výkonu 2290 MWt. Provoz byl ukončen v roce 1998 kvůli netěsnostem v primárním okruhu. Zjednodušené tepelné schéma jaderné elektrárny SUPERPHENIX je na obr. 1.6. Vybrané základní parametry jaderné elektrárny SUPERPHENIX jsou uvedeny v tab. 1.1.



Obr. 1.6 – Tepelné schéma jaderné elektrárny SUPERPHENIX 1 [2]

Legenda k obr. 1.6:

6 – vstup sodíku ze sekundárního okruhu do parogenerátoru, 7 – parogenerátor, 8 – výstup sodíku z parogenerátoru do sekundárního okruhu, 9, 22 – systém VT a NT regenerace napájecí vody, 14, 15 – odplyňovák, napájecí nádrž, 16 – přehřívák páry, 17 – VT díl turbíny, 18, 19 – NT díly turbíny, 23 – kondenzátor, 24 – kondenzátní čerpadlo

Tab. 1.1 – Vybrané základní parametry jaderné elektrárny SUPERPHENIX 1 [2]

Typ reaktoru	Komerční
Provozovatel / země	EDF / Francie
Začátek výstavby	1976
Spuštění reaktoru – dosažení kritického stavu	1985
Začátek výroby elektrické energie	1986
Ukončení provozu	1998
Tepelný výkon (MWt)	2990
Elektrický výkon (MWe)	1242
Termická účinnost elektrárny (%)	41,54
Složení paliva	PuO ₂ -UO ₂
Chladivo v primárním okruhu	Sodík
Chladivo v sekundárním okruhu	Sodík
Hmotnostní průtok chladiva v primárním okruhu (kg/s)	15700
Hmotnostní průtok chladiva v sekundárním okruhu (kg/s)	13100
Počet chladicích smyček v primárním okruhu	4
Počet chladicích smyček v sekundárním okruhu	4
Teplota chladiva na vstupu do mezivýměníku (°C)	545
Teplota chladiva v horké větvi primárního okruhu (°C)	545
Teplota chladiva ve studené větvi primárního okruhu (°C)	395
Teplota chladiva na vstupu do parogenerátoru (°C)	525

Teplota chladiva v horké větvi sekundárního okruhu (°C)	525
Teplota chladiva v chladné větvi sekundárního okruhu (°C)	345
Teplota vody na vstupu do parogenerátoru (°C)	237
Teplota páry na výstupu z parogenerátoru (°C)	490
Teplota páry na vstupu do turbíny (°C)	487
Tlak páry na vstupu do turbíny (MPa)	17,7

1.2.1 Popis terciálního okruhu jaderné elektrárny SUPERPHENIX 1

Ostrá pára z parogenerátoru je před VT dílem turbíny rozdělena do 2 větví. Část hmotnostního toku páry slouží k vyhřívání přehříváku páry a část prochází VT dílem turbíny. Napájecí voda je ohřívána ve vysokotlakém ohříváku, vyhříváného odběrem páry z VT dílu turbíny. Pára po částečné expanzi ve VT dílu turbíny pokračuje do přehříváku, kde dochází k přehřátí a pára pokračuje na NT díly turbíny. U tohoto způsobu přehřívání je významná část páry vedena mimo turbínu do přehříváku páry a tím je snížena termická účinnost oběhu. Pára následně expanduje na NT dílech turbíny, ze kterých jsou vyvedeny odběry na NT ohřev napájecí vody, a pokračuje do kondenzátoru, kde zkondenzuje a jako kondenzát pokračuje přes NT ohřev do napájecí nádrže, kde je odplyněna. Z napájecí nádrže je napájecími čerpadly čerpána do VT ohříváku a pokračuje do parogenerátoru jako napájecí voda [1].

Za předpokladu, že by nebylo použito přehřívání páry, expanze v turbíně by probíhala podle obr. 1.7.

1.2.2 Expanze na VT dílu turbíny

Jedním z důvodů použití přehřívání páry je kromě zvýšení vnitřní termodynamické účinnosti turbíny **odstranění vlhkosti v páře**. Zmenšením vlhkosti páry se sníží nebezpečí eroze oběžných lopatek posledních stupňů turbíny. U elektráren s vysokými vstupními parametry (teplota, tlak) probíhá expanze již od začátku velmi blízko oblasti mokré páry, tzn. během expanze je velmi rychle překročena mez sytosti páry do oblasti mokré páry. V této oblasti je již patrný vznik kapiček vody, které způsobují erozi vstupních hran oběžných lopatek. Také je zde patrná ztráta vlhkosti páry, která snižuje termodynamickou účinnost turbíny.

1.2.3 Vstupní/výstupní parametry páry na vstupu/výstupu z turbíny pro SUPERPHENIX1 bez použití přehřívání páry:

$$P_{\text{vstup}} = 17,7 \text{ MPa}^1$$

$$t_{\text{vstup}} = 487^\circ\text{C}^1$$

$$P_{\text{kondenzátor}} = 5 \text{ kPa}^2$$

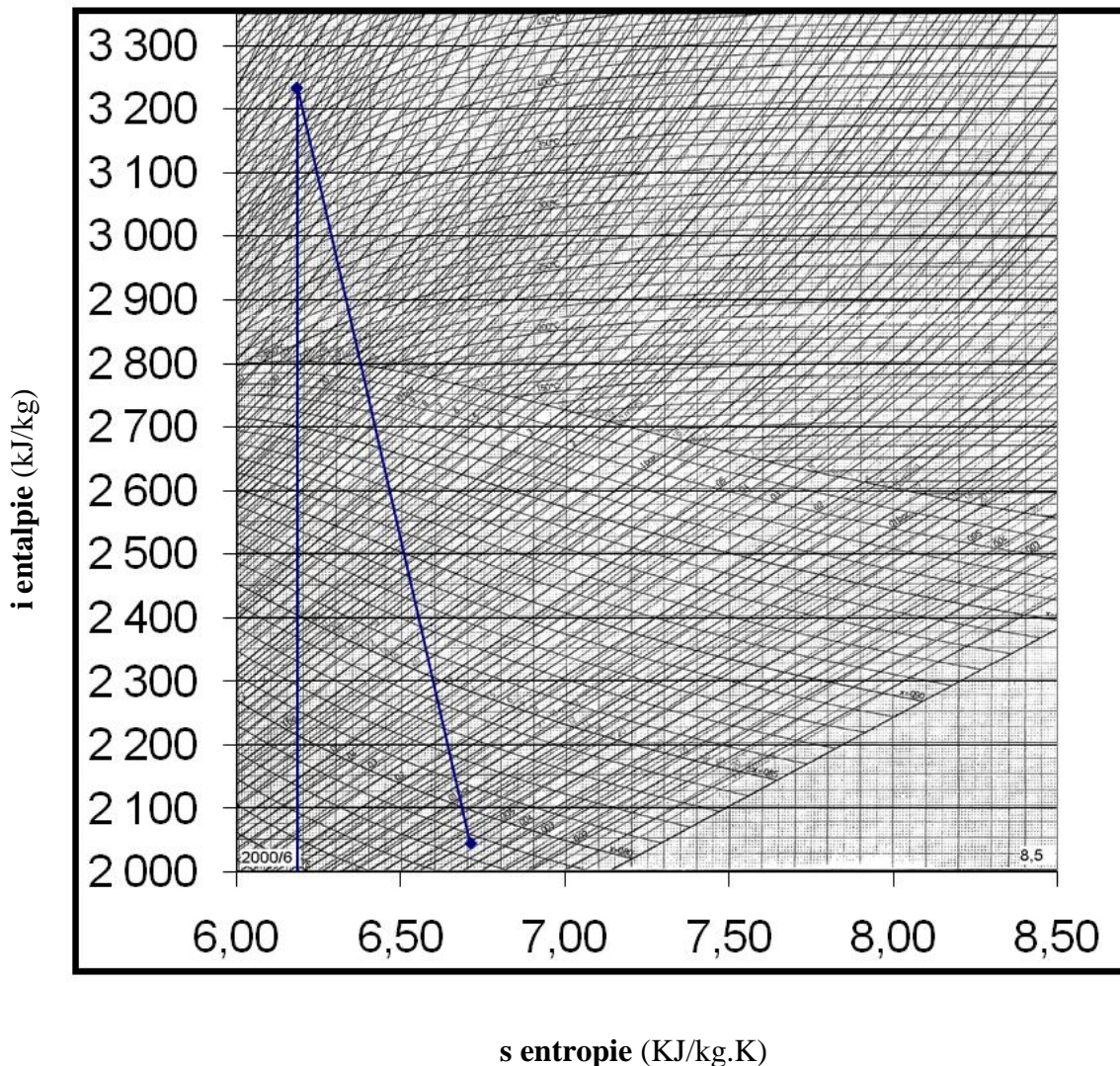
$$\eta_{\text{TDI turbíny}} = 88\% ^2$$

$$\Delta i_{\text{iz}} = 1349 \text{ kJ/kg}^3$$

$$\Delta i = 3233 \text{ kJ/kg}^3$$

¹ Viz tab. 1.1

² Hodnota volena na základě praktických zkušeností s provozem elektráren dle doc. Fiedlera

$x \approx 0,79^3$ 

Obr. 1.7 – Znáznornění expanze v i - s diagramu *kdyby nebylo použito přehřívání páry* u elektrárny SUPERPHENIX1 při termodynamické účinnosti turbíny 0,88

1.2.4 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkem chlazeným reaktorem s nejaderným přehříváním páry [2]

- **CRBR**
 - americký prototyp elektrárny, realizace projektu nebyla odhlasována americkým Senátem
- **ALMR**
 - americký prototyp elektrárny, datum výstavby zatím neurčeno

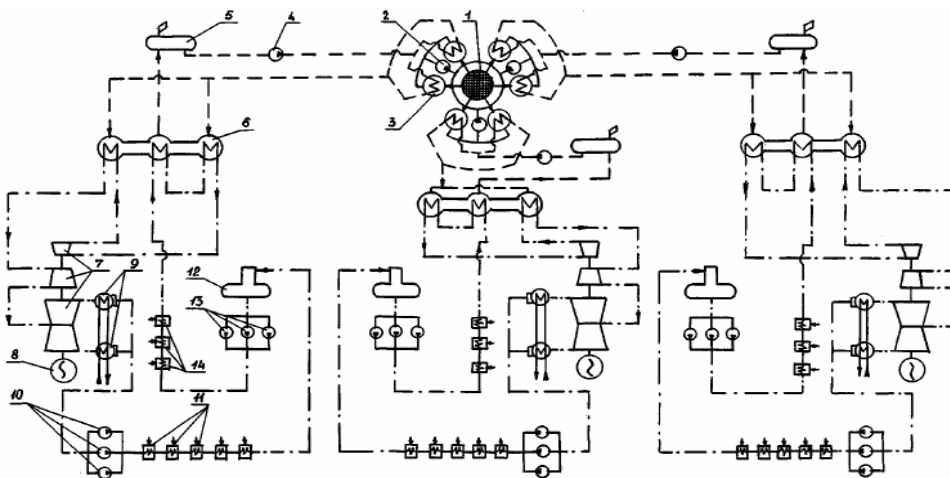
³ Hodnota vypočtená programem SteamTab

- **SUPERPHENIX II**
 - projekt francouzské komerční elektrárny, výstavba se nebude realizovat, místo SUPERPHENIXu II se bude s největší pravděpodobností realizovat projekt ASTRID
- **SRN-300**
 - německý prototyp elektrárny, v provozu od roku 1973 do roku 1991
- **FTBR**
 - indická experimentální elektrárna, v provozu od roku 1985
- **PFBR**
 - indický prototyp elektrárny, dostavba v roce 2014
- **MONJU**
 - japonský prototyp elektrárny, v provozu od roku 1994 s přestávkami
- **CEFR**
 - čínský prototyp elektrárny, plánované spuštění provozu v roce 2012
- **KALIMER**
 - prototyp elektrárny z Jižní Korey, datum výstavby zatím neurčeno

Tabulky s vybranými základními parametry výše jmenovaných jaderných elektráren jsou přílohou diplomové práce.

1.3 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkovým reaktorem s jaderným přehříváním páry

Nejvýznamnějším představitelem jaderného přehřívání páry je elektrárna **BN-600**. Tato prototypová elektrárna byla spuštěna v roce 1980 v ruském Bělojarsku a je stále v provozu. Zjednodušené tepelné schéma BN-600 je na obr. 1.8. Vybrané základní parametry elektrárny BN-600 jsou uvedeny v tab. 1.2.

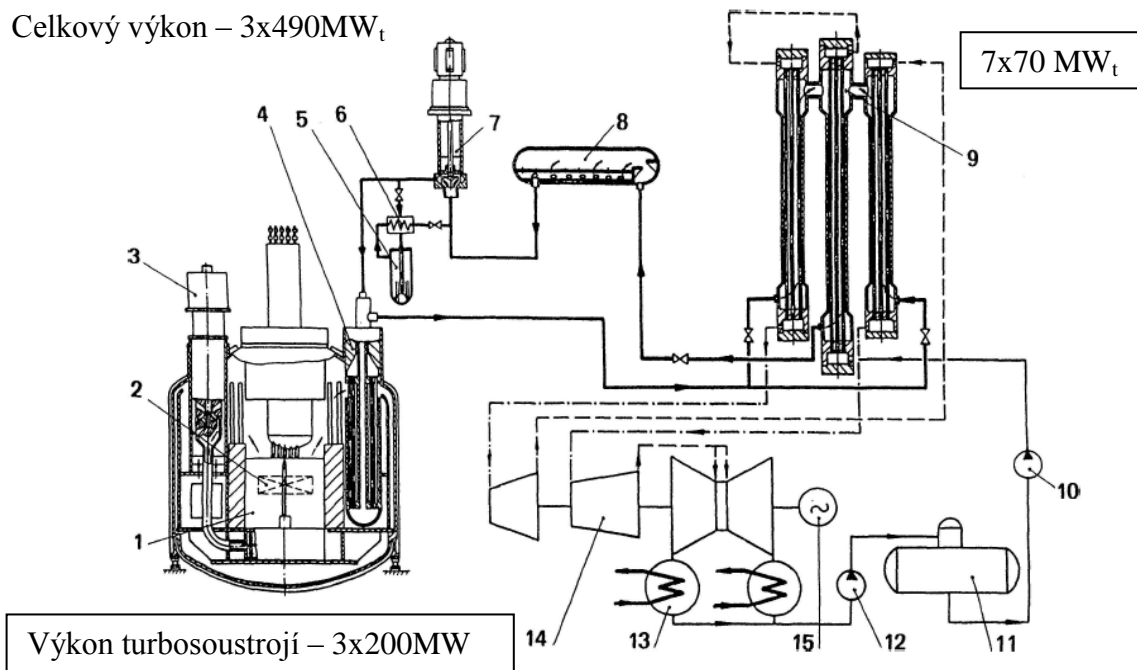


Obr. 1.8 - Schéma jaderné elektrárny BN-600 [2]

Legenda k obr. 1.8:

1 – reaktor, 2 – oběhové čerpadlo primárního okruhu, 3 – mezivýměník tepla, 4 – oběhové čerpadlo sekundárního okruhu, 5 – vyrovnávací nádrž se sodíkem, 6 – parogenerátor, 7 – turbína, 8 – turbogenerátor, 9 – kondenzátor, 10 – kondenzátní čerpadlo, 11 – NT regenerace, 12 – odplyňovák, 13 – napájecí čerpadlo, 14 – VT regenerace

1.3.1 Popis principu jaderného přehřívání páry a parního generátoru na jaderné elektrárně BN-600



Obr. 1.9 - Schéma principu jaderného přehřívání páry na jaderné elektrárně BN-600 (integrální provedení modulu parogenerátoru) [2]

Legenda k obr. 1.9:

1 – reaktor, 2 – aktivní zóna reaktoru, 3 – oběhové čerpadlo primárního okruhu, 4 – mezivýměník tepla, 7 – oběhové čerpadlo sekundárního okruhu, 8 – vyrovnávací nádrž sodíku, 9 – parogenerátor, 10 – napájecí čerpadlo, 11 – odplyňovák, 12 – kondenzátní čerpadlo, 13 – kondenzátor, 14 – turbína, 15 – generátor, 16 – přehřívák, 17 – výparník, 18 – přehřívák

Modul parogenerátoru JE BN-600 se skládá z tzv. systému trojčat – přehříváku, výparníku a přehříváku páry, čerpadla sodíku, potrubí a vyrovnávací nádrže sodíku. Přívod **sodíku** do parogenerátoru je zajištěn vstupním potrubím sodíku. Sodík protéká současně sekci přehříváku a přehříváku páry, poté je zaveden do výparníku. Z výparníku je sodík veden výstupním potrubím sodíku do vyrovnávací nádrže. **Napájecí voda** vstupuje do parogenerátoru potrubím napájecí vody a je vedena do sekce výparníku a dále jako sytá pára do sekce přehříváku páry. Z přehříváku je pára vedena do separátoru a pokračuje na VT díl turbíny, kde částečně vyexpanduje. Vyexpandovaná pára z VT dílu turbíny se vrací zpět do parogenerátoru, a to do sekce přehříváku páry. Zde je ohřátá na stejnou teplotu jako pára vedená na VT díl turbíny a

pokračuje na ST, NT díly turbíny. Elektrárna je třismyčkového provedení, výkon jedné smyčky je 490 MW_t. Jednu smyčku tedy tvoří sedm modulů, každý o výkonu 70 MW_t. Každé smyčce odpovídá jedno turbosoustrojí o výkonu 200 MW. Schéma jaderného přehřívání páry na JE BN-600 je zřejmé z obr. 1.9.

Tab. 1.2 – Vybrané základní parametry elektrárny BN-600 [2]

Typ reaktoru	Prototyp
Provozovatel / země	Agency for Atomic Energy (ROSSATOM) / Rusko
Začátek výstavby	1967
Spuštění reaktoru – dosažení kritického stavu	Únor 1980
Začátek výroby elektrické energie	Duben 1980
Ukončení provozu	Zatím v provozu
Tepelný výkon (MW _t)	1470
Elektrický výkon (MW _e)	600
Termická účinnost elektrárny (%)	40,82
Složení paliva	PuO ₂ -UO ₂
Chladivo v primárním okruhu	Sodík
Chladivo v sekundárním okruhu	Sodík
Hmotnostní průtok chladiva v primárním okruhu (kg/s)	6600
Hmotnostní průtok chladiva v sekundárním okruhu (kg/s)	6090
Počet chladicích smyček v primárním okruhu	3
Počet chladicích smyček v sekundárním okruhu	3
Teplota chladiva na vstupu do mezivýměníku (°C)	535
Teplota chladiva v horké větvi primárního okruhu (°C)	535
Teplota chladiva ve studené větvi primárního okruhu (°C)	365
Teplota chladiva na vstupu do parogenerátoru (°C)	510
Teplota chladiva v horké větvi sekundárního okruhu (°C)	510
Teplota chladiva v chladné větvi sekundárního okruhu (°C)	315
Teplota vody na vstupu do parogenerátoru (°C)	240
Teplota páry na výstupu z parogenerátoru (°C)	505
Teplota páry na vstupu do turbíny (°C)	500
Tlak páry na vstupu do turbíny (MPa)	15,5

1.3.2 Popis terciálního okruhu elektrárny BN-600

Pára z parogenerátoru je vedena na VT část turbíny, kde částečně expanduje a vrací se zpět do parogenerátoru. Součástí parogenerátoru je přehřívák páry, ve kterém je pára znovu ohřátá na dané parametry a je vedena na ST (NT) díl turbíny. Napájecí voda je ohřívána ve vysokotlakém ohříváku, vyhříváním odběrem páry z VT dílu turbíny. Pára dále expanduje na ST (NT) dílech turbíny. Zde jsou odběry páry pro ohřev NT ohříváků. Po expanzi pokračuje pára do kondenzátoru, kde zkapalní a jako kondenzát pokračuje přes NT ohřev do napájecí

nádrže, kde je odplyněna. Z napájecí nádrže je napájecím čerpadlem čerpána do VT ohříváku a pokračuje do parogenerátoru jako napájecí voda [1].

Za předpokladu, že by nebylo použito přehřívání páry, expanze v turbíně by probíhala podle obr. 1.10.

1.3.3 Vstupní/ výstupní parametry páry na vstupu/výstupu z turbíny pro BN–600 bez použití přehřívání páry:

$$P_{\text{vstup}} = 15,5 \text{ MPa}^4$$

$$t_{\text{vstup}} = 500^\circ\text{C}^4$$

$$P_{\text{kondenzátor}} = 5 \text{ kPa}^5$$

$$\eta_{\text{TDI turbíny}} = 88\%^5$$

$$\Delta i_{\text{iz}} = 1928 \text{ kJ/kg}^6$$

$$\Delta i = 2093 \text{ kJ/kg}^6$$

$$x \approx 0,805^6$$

1.3.4 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkem chlazeným reaktorem s jaderným přehříváním páry [2]

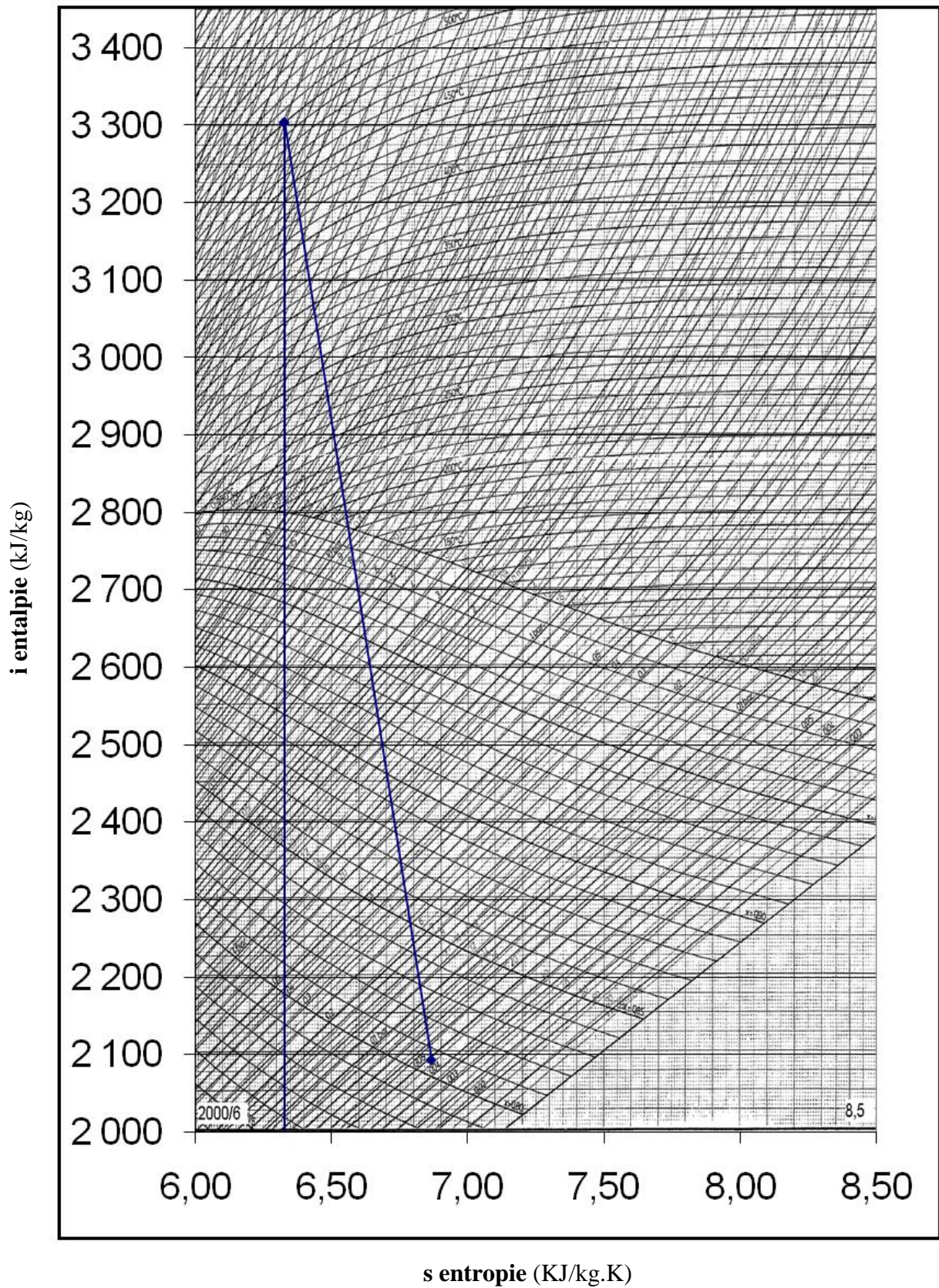
- **PHENIX**
 - Francouzský prototyp elektrárny, v provozu od roku 1979 do roku 2009
- **BN-800**
 - ruská komerční elektrárna, plánované spuštění provozu v roce 2012

Tabulky s vybranými základními parametry výše jmenovaných jaderných elektráren jsou přílohou diplomové práce.

⁴ Viz tab. 1.2

⁵ Hodnota volena na základě praktických zkušeností s provozem elektráren dle doc. Fiedlera

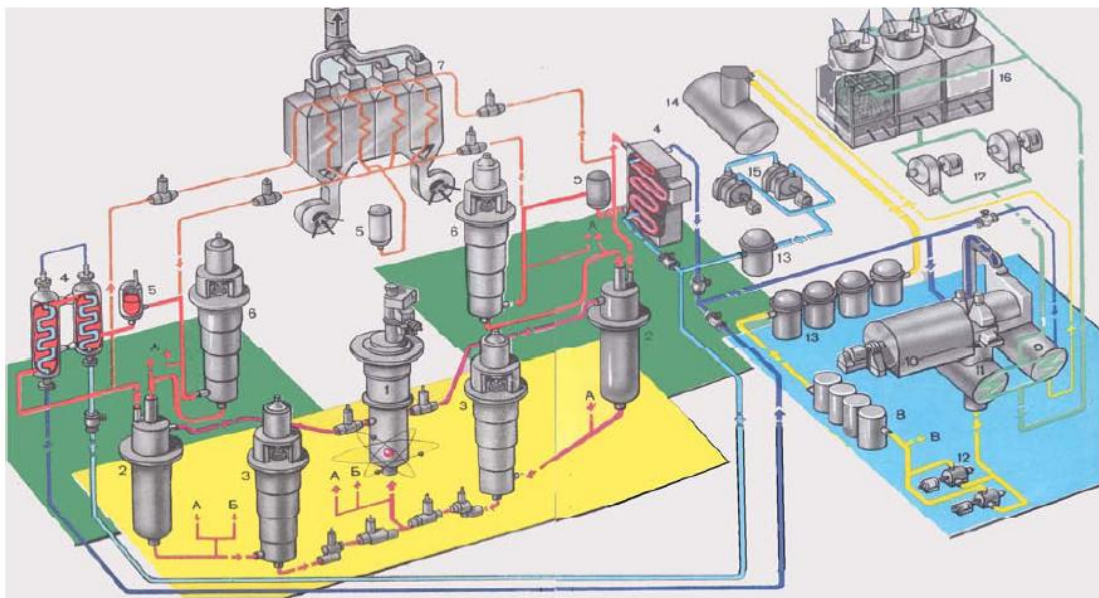
⁶ Hodnota vypočtená programem SteamTab



Obr. 1.10 – Znáznornění expanze v *i-s* diagramu *kdyby nebylo použito přehřívání páry* u elektrárny BN-600 při termodynamické účinnosti turbíny 0,88

1.4 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkovým reaktorem bez přehřívání páry

Jako příklad byla zvolena jaderná elektrárna **BOR-60**. Tato elektrárna patří mezi ruské experimentální jaderné elektrárny, v provozu je od roku 1968. Schéma JE BOR-60 je na obr. 1.11. Základní parametry elektrárny BOR-60 jsou uvedeny v tab. 1.3.



Obr. 1.11 – Schéma experimentální jaderné elektrárny BOR-60 [2]

Legenda k obr. 1.11:

1 – reaktor, 2 – mezivýměník tepla, 3 – oběhové čerpadlo primárního okruhu, 4 – parogenerátor, 5 – vyrovnávací nádrž sodíku, 6 – oběhové čerpadlo sekundárního okruhu, 7 – výměník sodík/plyn(vzduch), 8 – systém čištění vody, 9 – kondenzátor, 10 – turbogenerátor, 11 kondenzátor, 12 – kondenzátní čerpadlo, 13 – nízkotlaká regenerace, 14 – odplynovák, 15 – napájecí čerpadlo, 16 – systém chlazení, 17 – oběhové čerpadlo chladicího systému

Tab. 1.3 – Některé základní projekční parametry experimentální jaderné elektrárny BOR-60 [2]

Typ reaktoru	experimentální
Provozovatel / země	Agency For Atomic Energy (ROSSATOM) / Rusko
Začátek výstavby	1964
Spuštění reaktoru – dosažení kritického stavu	1968
Začátek výroby elektrické energie	1969
Ukončení provozu	Zatím v provozu
Tepelný výkon (MWt)	55
Elektrický výkon (MWe)	12
Termická účinnost elektrárny (%)	21,82
Složení paliva	PuO ₂ -UO ₂
Chladivo v primárním okruhu	Sodík
Chladivo v sekundárním okruhu	Sodík

Hmotnostní průtok chladiva v primárním okruhu (kg/s)	270
Hmotnostní průtok chladiva v sekundárním okruhu (kg/s)	220
Počet chladicích smyček v primárním okruhu	2
Počet chladicích smyček v sekundárním okruhu	2
Teplota chladiva na vstupu do mezivýměníku (°C)	530
Teplota chladiva v horké větvi primárního okruhu (°C)	530
Teplota chladiva ve studené větvi primárního okruhu (°C)	330
Teplota chladiva na vstupu do parogenerátoru (°C)	480
Teplota chladiva v horké větvi sekundárního okruhu (°C)	480
Teplota chladiva v chladné větvi sekundárního okruhu (°C)	210
Teplota vody na vstupu do parogenerátoru (°C)	200
Teplota páry na výstupu z parogenerátoru (°C)	430
Teplota páry na vstupu do turbíny (°C)	430
Tlak páry na vstupu do turbíny (MPa)	8

1.4.1 Popis terciálního okruhu elektrárny BOR-60

Ostrá pára z parogenerátoru je vedena na VT a NT díl turbíny, kde expanduje. Výstupní parametry páry bez použití přihřívání páry jsou znázorněny na obr. 1.12. Vyexpandovaná pára pokračuje do kondenzátoru, kde zkapalní, a jako kondenzát pokračuje přes kondenzátní čerpadlo do systému nízkotlaké regenerace tepla. Z výměníků pokračuje do napájecí nádrže, kde je odplyněna, a dále přes napájecí čerpadlo pokračuje do parogenerátoru jako napájecí voda. Terciální okruh obsahuje dva kondenzátory – kondenzátor pod turbínou na vyexpandovanou páru a kondenzátor na ohřev odplyňováku.

1.4.2 Vstupní / výstupní parametry páry na vstupu/výstupu z turbíny pro BOR-60

$$P_{\text{vstup}} = 8 \text{ MPa}^7$$

$$t_{\text{vstup}} = 430^\circ\text{C}^7$$

$$P_{\text{kondenzátor}} = 5 \text{ kPa}^8$$

$$\eta_{\text{TDI turbíny}} = 88\%^8$$

$$\Delta i_{\text{iz}} = 1977 \text{ kJ/kg}^9$$

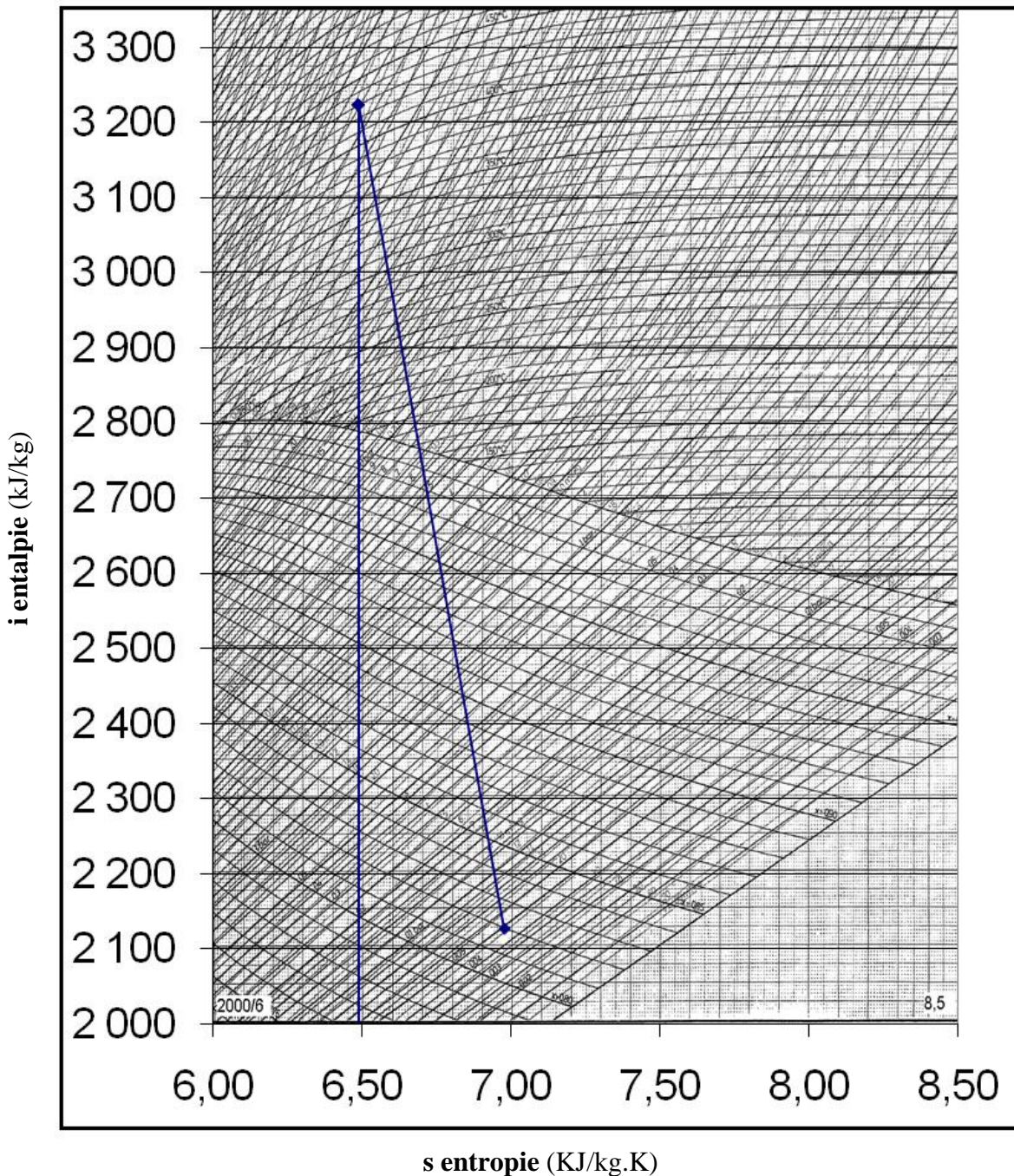
$$\Delta i = 2127 \text{ kJ/kg}^9$$

$$x \approx 0,82^9$$

⁷ Viz tab. 1.3

⁸ Hodnota volena na základě praktických zkušeností s provozem elektráren dle doc. Fiedlera

⁹ Hodnota vypočtená programem SteamTab



Obr. 1.12 – Znárodnění expanze v *i-s* diagramu **bez použití přehřívání páry** u elektrárny BOR-60 při termodynamické účinnosti turbíny 0,88

1.4.3 Jaderné elektrárny s rychlým sodíkovým reaktorem bez přehřívání páry [2]

- **Fermi**
 - americká experimentální elektrárna, v provozu od roku 1963 do roku 1975
- **DFR**
 - anglická experimentální elektrárna, v provozu od roku 1959 do roku 1967

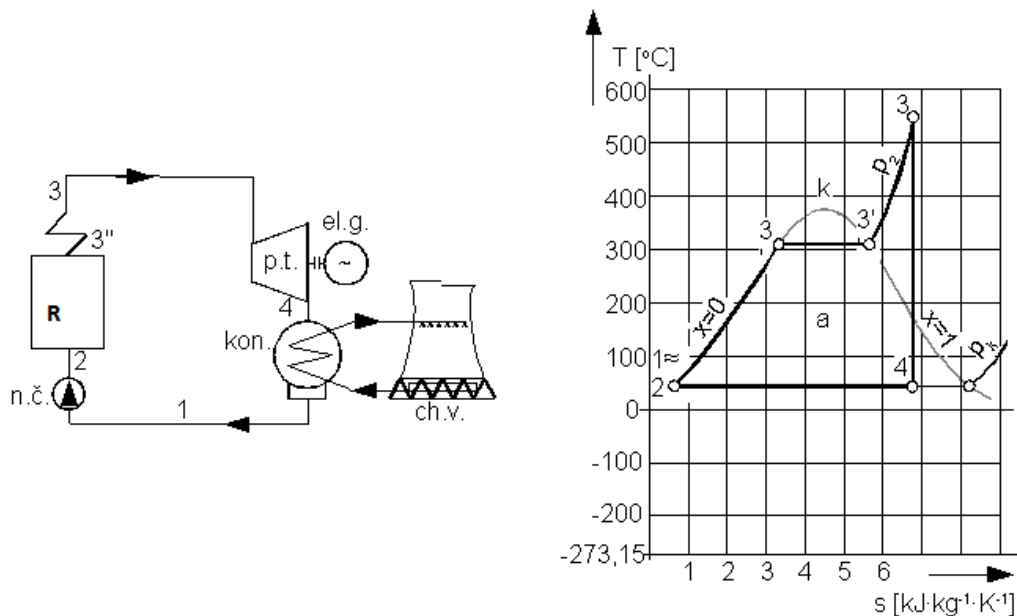
- **BN-350**
 - kazašský prototyp elektrárny, v provozu od roku 1972 do roku 1999

- **KNK-II**
 - německá experimentální elektrárna, v provozu od roku 1972 do roku 1991

2 SCHÉMATA A ZAPOJENÍ KOMPONENT SYSTÉMŮ S JADERNÝM A NEJADERNÝM PŘIHŘÍVÁNÍM PÁRY

V následující kapitole budou popsána schémata a zapojení komponent pro systémy jaderného a nejaderného přehřívání pracovní látky, a to jak systémů s vodní párou, tak systémů, kde je jako pracovní látka použit plyn.

Rankine-Clausiov tepelný oběh pracovní látky je oběhem uzavřeným, kde jsou využívány změny pracovní látky - **vody**, která v průběhu cyklu mění své skupenství. Sestává se z izobarického ohřevu vody na teplotu varu (sytosti), vypařování vody, ohřevu páry na pracovní teplotu a expanze páry v turbíně. Oběh je uzavřen kondenzací páry na vodu (kondenzát). Jednoduchý Rankine-Clausiov oběh je znázorněn na obr. 2.1.

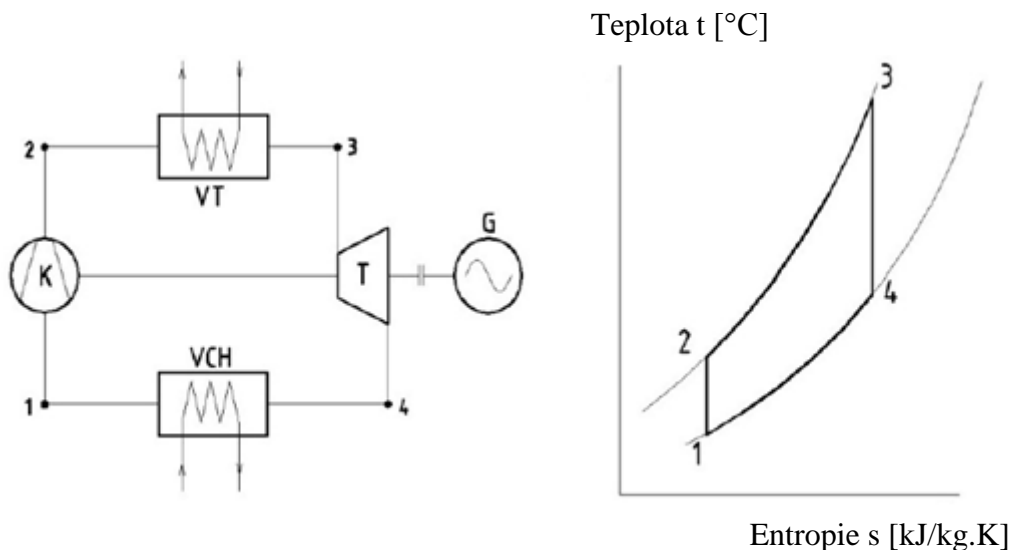


Obr. 2.1 - Schéma R-C oběhu a znázornění v T-s diagram [5]

Legenda k obr. 2.1:

R – reaktor, p.t. – parní turbína, el.g. – generátor elektrické energie, kon. – kondenzátor, ch.v. – systém chlazení (chladicí věž), n.č. – napájecí čerpadlo

Braytonův tepelný oběh je oběhem otevřeným či uzavřeným, sestávající se z adiabatické komprese pracovní látky – **plynu** - v kompresoru, izobarického ohřevu plynu, adiabatické expanze pracovní látky v turbíně a z izobarického odvodu tepla plynu v chladiči. Tím se pracovní látka dostává do výchozího bodu a pracovní oběh je uzavřen. V případě spalovací turbíny pracující v otevřeném cyklu je chladičem okolní vzduch. Jednoduchý uzavřený Braytonův oběh je znázorněn na obr. 2.2. [4]



Obr. 2.2 - Schéma uzavřeného Braytonova oběhu a znázornění v T - s diagramu [6]

Legenda k obr. 2.2:

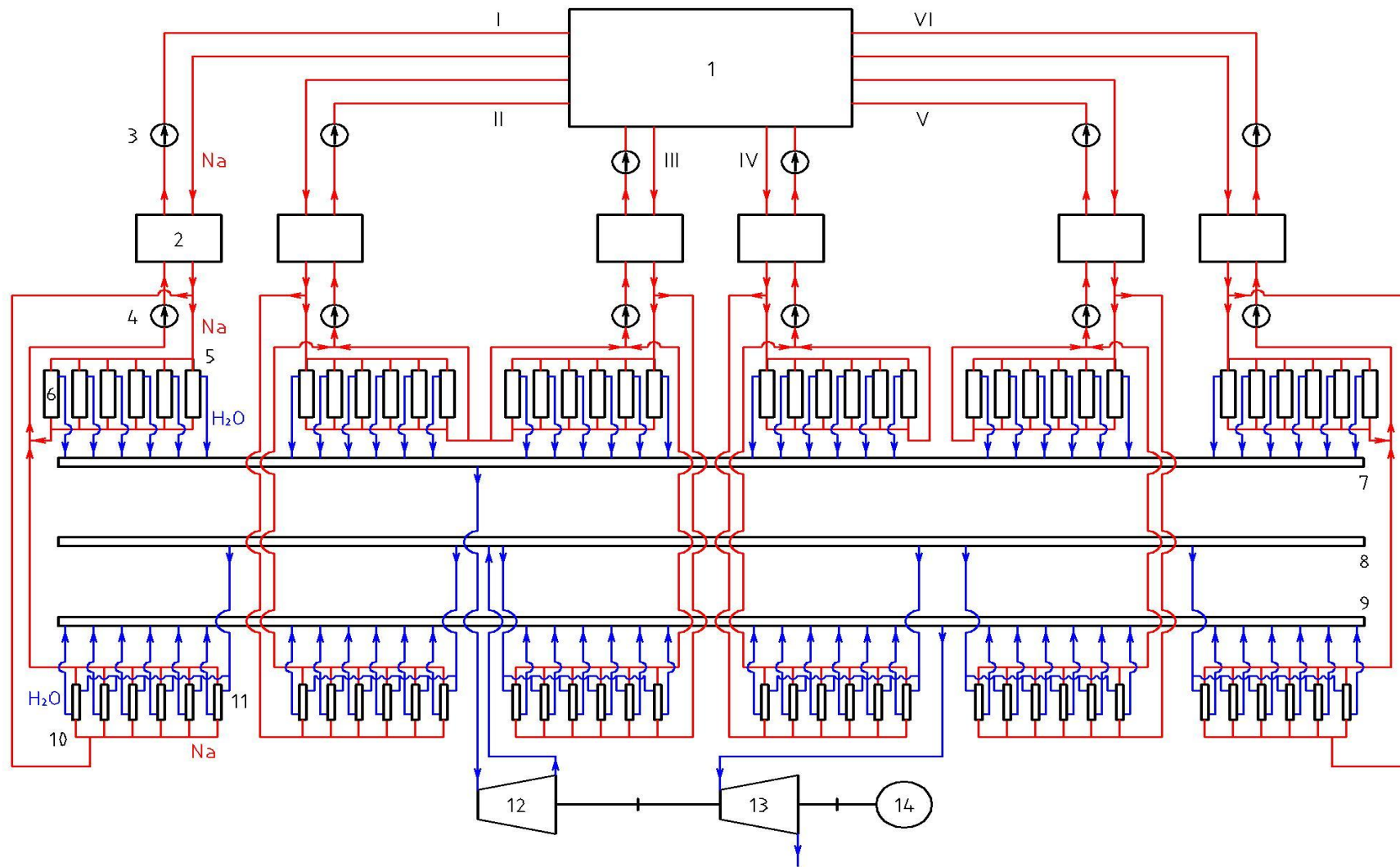
T – plynová turbína, G – generátor elektrické energie, K – kompresor, VT – přívod tepla do oběhu (VT -ohřívák), VCH – chlazení kompresoru

2.1 Popis schématu systému s jaderným přehříváním páry

Aktivní sodík v primárním okruhu pokračuje z reaktoru do mezivýměníku, kde předá svoji tepelnou energii neaktivnímu sodíku v sekundárním okruhu a poté je oběhovým čerpadlem čerpán zpět do reaktoru. Dle zadání diplomové práce bylo vypracováno tepelné schéma oběhu s tříokruhovým uspořádáním v šetismyčkovém provedení, v systému se tedy nachází šest mezivýměníků tepla a šest parogenerátorů. Každý parogenerátor se skládá ze šesti modulů. Tříokrhové uspořádání bylo voleno z hlediska jaderné bezpečnosti. Vypracované tepelné schéma dle zadání diplomové práce je zřejmé z obr. 2.3.

Neaktivní sodík v sekundárním okruhu pokračuje do parogenerátoru a protéká jednotlivými moduly, které se skládají z přehříváku, ekonomizéru a výparníku. Součástí parogenerátoru u systému s jaderným přehříváním je také další část – přehřívák. Po průtoku sodíku všemi částmi parogenerátoru je sodík čerpán oběhovým čerpadlem zpět do mezivýměníku tepla.

Napájecí voda je čerpána napájecím čerpadlem do modulu parogenerátoru, kde prochází nejprve ekonomizérem, dále výparníkem a přehřívákem a jako přehřátá pára o daných parametrech pokračuje do sběrného kolektoru páry, kde je vedena na vysokotlaký díl turbíny, kde částečně expanduje. Po částečné expanzi je pára vedena opět do parního kolektoru, kde pokračuje opět do parogenerátoru, ovšem do modulu přehříváku. Zde je částečně vyexpandovaná pára přehřátá na stejnou teplotu, ale nižší tlak, než byly vstupní parametry páry vstupující na vysokotlaký díl turbíny. Přehřátá pára je vedena sběrným kolektorem páry na středotlaký díl, kde expanduje.



Obr. 2.3 – Tepelné schéma systému s jaderným přehříváním páry

Legenda k obr. 2.3:

1 – reaktor, 2 – mezivýměník tepla, 3 – oběhové čerpadlo sodíku primárního okruhu, 4 – oběhové čerpadlo sodíku sekundárního okruhu, 5 – parogenerátor, 6 – modul parogenerátoru skládající se z ekonomizéru, výparníku a přehříváku, 7,8,9 – sběrný kolektor páry, 10 – parogenerátor, 11 – přehřívák, 12 – VT díl turbíny, 13 – ST díl turbíny, 14 – generátor elektrické energie,

I-VI – šestismyčkové provedení systému

2.2 Popis schématu s nejaderným přehříváním páry

Aktivní sodík v primárním okruhu pokračuje z reaktoru do mezivýměníku, kde předá svoji tepelnou energii neaktivnímu sodíku v sekundárním okruhu a poté je oběhovým čerpadlem čerpán zpět do reaktoru. Dle zadání diplomové práce bylo vypracováno tepelné schéma oběhu s tříokruhovým uspořádáním v šestismyčkovém provedení, v systému se tedy nachází šest mezivýměníků tepla a šest parogenerátorů. Každý parogenerátor se skládá ze šesti modulů. Tříokruhové uspořádání bylo voleno z hlediska jaderné bezpečnosti. Vypracované tepelné schéma dle zadání diplomové práce je zřejmé z obr. 2.4.

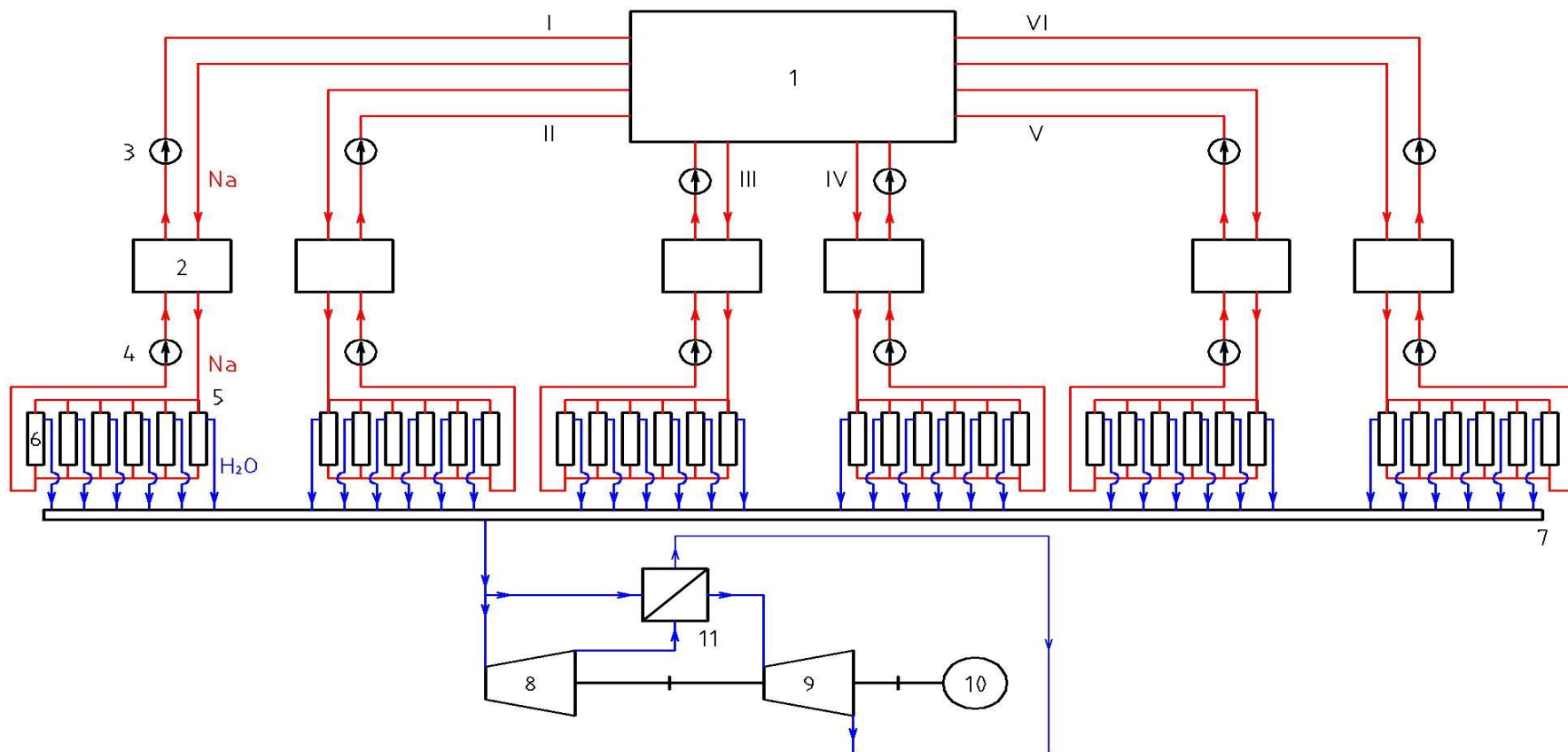
Neaktivní sodík v sekundárním okruhu pokračuje do parogenerátoru a protéká jednotlivými moduly, které se skládají z přehříváku, ekonomizéru a výparníku. Po průtoku sodíku všemi částmi parogenerátoru je sodík čerpán oběhovým čerpadlem zpět do mezivýměníku tepla.

Napájecí voda je čerpána napájecím čerpadlem do modulu parogenerátoru, kde prochází nejprve ekonomizérem, dále výparníkem a přehřívákem a jako přehřátá pára o daných parametrech pokračuje do sběrného kolektoru páry, kde je vedena do rozdělovače. Část páry pokračuje na vysokotlaký díl turbíny a část páry je vedena do přehříváku páry. Částečně vyexpandovaná pára z vysokotlaké části turbíny je vedena do přehříváku páry, kde je přehřátá na dané parametry, které jsou nižší než vstupní parametry páry na vysokotlaký díl turbíny. Pára dále expanduje na středotlakém dílu turbíny.

Legenda k obr. 2.4:

1 – reaktor, 2 – mezivýměník tepla, 3 – oběhové čerpadlo sodíku primárního okruhu, 4 – oběhové čerpadlo sodíku sekundárního okruhu, 5 – parogenerátor, 6 – modul parogenerátoru skládající se z ekonomizéru, výparníku a přehříváku, 7 – sběrný kolektor páry, 8 – VT díl turbíny, 9 – ST díl turbíny, 10 – generátor elektrické energie, 11 – přehřívák,

I-VI – šestismyčkové provedení systému



Obr. 2.4 – Tepelné schéma systému s nejaderným přehříváním páry

2.3 Popis schématu pro pracovní látku plyn

Pro jaderné elektrárny chlazené sodíkem lze použít jako pracovní látku plyn. Dle zadání diplomové práce bylo rozhodnuto, že zvolená pracovní látka bude uvažována jako oxid uhličitý (CO_2).

Dispoziční uspořádání systému s CO_2 lze uvažovat pro nadkritické parametry CO_2 jako dvouokruhové, pro podkritické parametry CO_2 jako tříokruhové.

2.3.1 Dvouokruhové uspořádání systému pro nadkritické parametry CO_2

Aktivní sodík z primárního okruhu je veden z reaktoru do výměníku tepla aktivní sodík/ CO_2 . Zde předá svoji tepelnou energii CO_2 a je čerpán oběhovými čerpadly zpět do reaktoru. Dle zadání diplomové práce bylo vypracováno tepelné schéma oběhu s dvouokruhovým uspořádáním v šestismyčkovém provedení, v systému se tedy nachází šest mezivýměníků tepla aktivní sodík/ CO_2 . Vypracované tepelné schéma dle zadání diplomové práce je zřejmé z obr. 2.5.

CO_2 vystupující o nadkritických parametrech z mezivýměníku tepla je veden do sběrného kolektoru. Z kolektoru je veden na turbínu, kde expanduje, a pokračuje do regenerativního výměníku tepla. Dále pokračuje do chladicího výměníku, kde je ochlazen na takové parametry, aby komprese na nízkotlaké části kompresoru byla co nejúčinnější. Zkomprimovaný plyn se dále ochladí v mezichladiči, načež komprese dále pokračuje ve vysokotlaké části kompresoru. Zkomprimovaný plyn dále pokračuje do regenerativního výměníku, který je vyhříván teplem z plynu po expanzi na plynové turbíně, a dále pokračuje do sběrného kolektoru, kde je veden opět do mezivýměníku tepla, kde je ohřán na vstupní parametry.

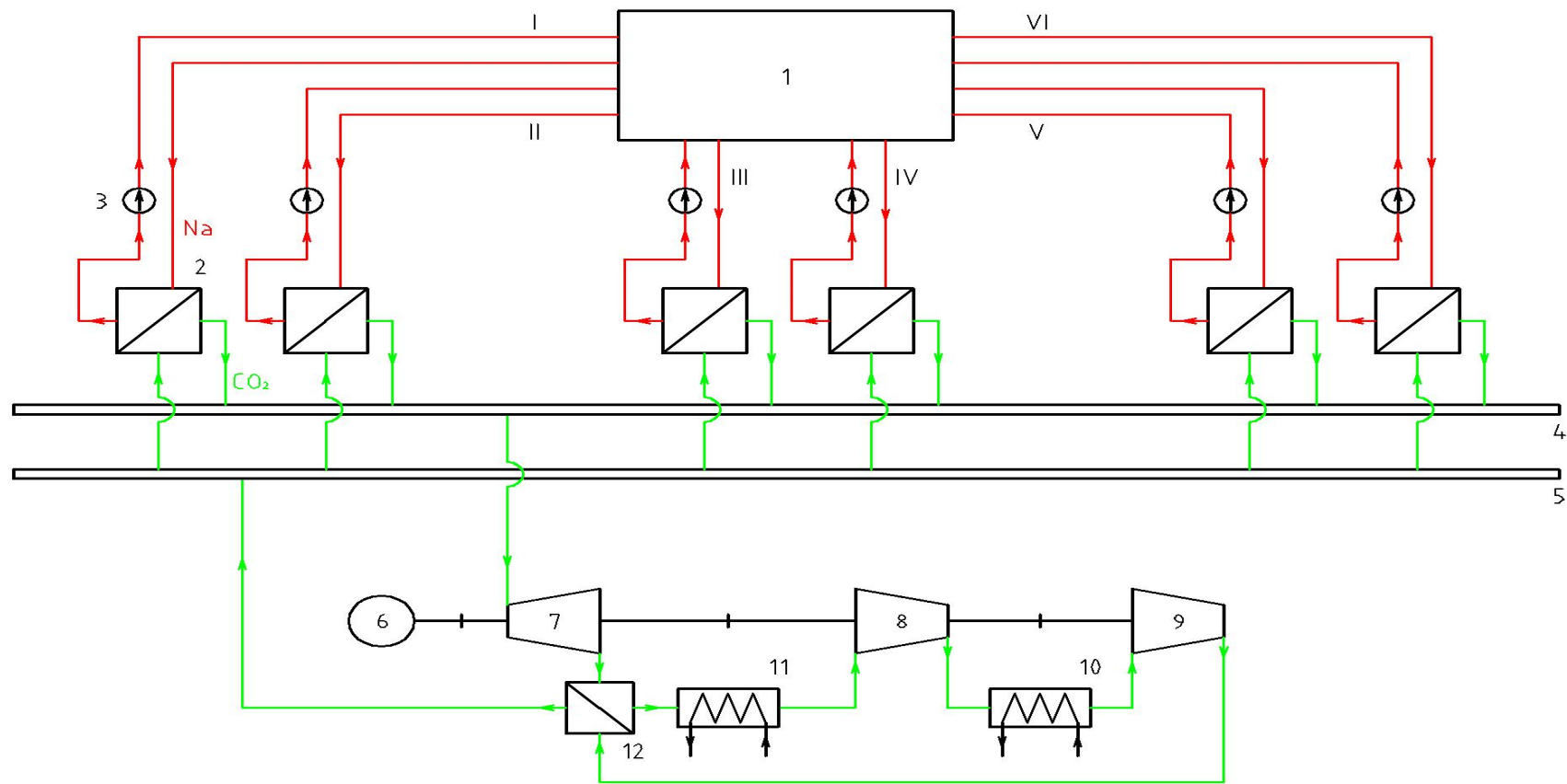
Dvouokruhové uspořádání systému však není vhodné z hlediska jaderné bezpečnosti. Při vyskytnutí netěsnosti v mezivýměníku tepla aktivní sodík/ CO_2 je možné uvažovat úniky aktivního sodíku do okruhu s nadkritickým CO_2 a tedy lze uvažovat úniky radioaktivity, což je vzhledem k jaderné bezpečnosti nepřijatelné. Může se také objevit opačný scénář, tím jsou myšleny úniky CO_2 do primárního systému okruhu. Mohlo by dojít ke změně materiálového parametru (B_m) reaktoru, a tím pádem by mohly být uvažovány změny multiplikačního koeficientu v aktivní zóně reaktoru, což je také nepřijatelné z hlediska jaderné bezpečnosti.

Jelikož jaderná bezpečnost je prioritou, nebude již dále s variantou dvouokruhového uspořádání s nadkritickými parametry CO_2 počítáno.

Legenda k obr. 2.5:

1 – reaktor, 2 – mezivýměník tepla aktivní sodík/ CO_2 , 3 – oběhové čerpadlo sodíku primárního okruhu, 4,5 – sběrné kolektory, 6 – generátor elektrické energie, 7 – plynová turbína, 8 – NT díl kompresoru, 9 – VT díl kompresoru, 10 – mezichladič, 11 – chladicí výměník, 12 – regenerativní výměník

I-VI – šestismyčkové provedení systému



Obr. 2.5 – Tepelné schéma dvouokruhového uspořádání systému s nadkritickými parametry CO₂

2.3.2 Tříokruhové uspořádání systému pro nadkritické parametry CO₂

Aktivní sodík z primárního okruhu je veden z reaktoru do výměníku tepla aktivní sodík/neaktivní sodík. Zde předá svoji tepelnou energii neaktivnímu sodíku ze sekundárního okruhu a je čerpán oběhovými čerpadly zpět do reaktoru. Dle zadání diplomové práce bylo vypracováno tepelné schéma oběhu s tříokruhovým uspořádáním v šestismyčkovém provedení, v systému se tedy nachází šest mezivýměníků tepla aktivní sodík/neaktivní sodík a šest mezivýměníků tepla neaktivní sodík/CO₂. Vypracované tepelné schéma dle zadání diplomové práce je zřejmé z obr. 2.6.

Neaktivní sodík ze sekundárního okruhu pokračuje do mezivýměníku tepla neaktivní sodík/CO₂. Zde předá svoji tepelnou energii CO₂ a je oběhovými čerpadly čerpán zpět do mezivýměníku tepla aktivní sodík/neaktivní sodík.

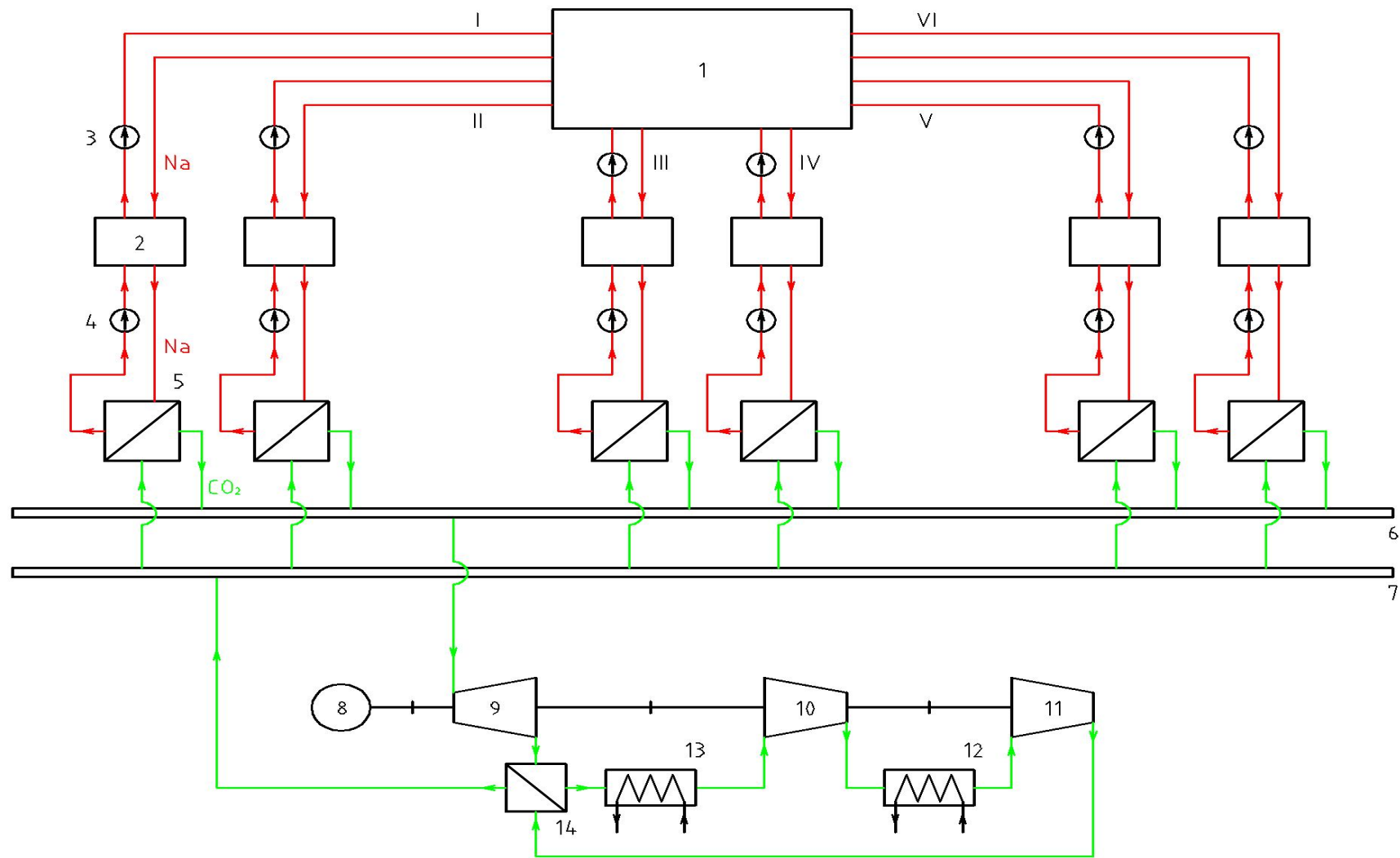
CO₂ vystupující o podkritických parametrech z parogenerátoru neaktivní sodík/CO₂ je veden do sběrného kolektoru. Z kolektoru je veden na turbínu, kde expanduje, a pokračuje do regenerativního výměníku tepla. Dále pokračuje do chladicího výměníku, kde je ochlazen na takové parametry, aby komprese na nízkotlaké části kompresoru byla co nejučinnější. Zkomprimovaný plyn se dále ochladí v mezichladiči, načež komprese dále pokračuje ve vysokotlaké části kompresoru. Zkomprimovaný plyn dále pokračuje do regenerativního výměníku, který je vyhříván teplem z plynu po expanzi na plynové turbíně, a dále pokračuje do sběrného kolektoru, kde je veden opět do mezivýměníku tepla, kde je ohřán na vstupní parametry. Tepelné schéma tříokruhového uspořádání systému s podkritickými parametry CO₂ je na obr. 2.6.

Tříokruhové uspořádání systému s CO₂ o podkritických parametrech je přípustné z hlediska jaderné bezpečnosti, dále tedy bude uvažováno pro následující výpočty a zhodnocení.

Legenda k obr. 2.6:

1 – reaktor, 2 – mezivýměník tepla aktivní sodík/neaktivní sodík, 3 – oběhové čerpadlo sodíku primárního okruhu, 4 – oběhové čerpadlo sodíku sekundárního okruhu, 5 – mezivýměník tepla neaktivní sodík/CO₂, 6,7 - sběrné kolektory, 8 – generátor elektrické energie, 9 – plynová turbína, 10 – NT díl kompresoru, 11 – VT díl kompresoru, 12 – mezichladič, 13 – chladicí výměník, 14 – regenerativní výměník

I-VI – šestismyčkové provedení systému



Obr. 2.6 – Tepelné schéma tříokruhového uspořádání systému s podkritickými parametry CO₂

3 TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA OBĚHŮ

Následující kapitola se zabývá termodynamickou analýzou systémů Rankine-Clausiova oběhu s jaderným a nejaderným přehříváním páry a termodynamickou analýzou Braytonova oběhu ve tříokruhovém uspořádání s podkritickými parametry CO₂. Stěžejním bodem této kapitoly je výpočet termické účinnosti oběhů.

3.1 Termodynamická analýza Rankine-Clausiova oběhu

3.1.1 Zadané hodnoty

Dle zadání diplomové práce byly zadány tyto parametry:

- Teplota chladiva a výkon jaderného reaktoru vychází z návrhu jaderného reaktoru GEN IV; jedná se o reaktor na rychlých neutronech chlazeným sodíkem o celkovém tepelném výkonu 3600 MW_t
- Šestismyčkové provedení, výkon smyčky: 600 MW
- Teplota sodíku na výstupu z reaktoru: 525°C
- Tepelný výkon se předává do parního oběhu vždy přes vložený sodíkový meziokruh, toto řešení je nutné z hlediska jaderné bezpečnosti
- Vstupní parametry páry před turbínou: teplota 490°C/tlak 18,5 MPa
- Teplota napájecí vody při vstupu do parogenerátoru: 240°C

3.1.2 Termodynamická analýza systému s jaderným přehříváním páry

- Vstupní parametry páry před turbínou: teplota 490°C/tlak 18,5 MPa
- Požadavek na přehřívání páry v přehříváku parogenerátoru: teplota 490°C/tlak 3MPa. Tato hodnota je nejpříznivější z hlediska nejvyšší termické účinnosti oběhu. Byla zvolena na základě optimalizace oběhu, která byla řešena v technické zprávě Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010).

Pro ohřev napájecí vody ve vysokotlakém ohříváku byl zvolen odběr za výstupem z vysokotlaké části turbíny: teplota 243°C/tlak 3 MPa¹⁰ s odběrem 14 %¹⁰ hmotnostního průtoku, zbytek 86 %¹⁰ hmotnostního průtoku je veden do přehříváku páry, který je součástí parogenerátoru. Vystupující parametry páry z přehříváku jsou: teplota 490°C/tlak 3 MPa¹⁰, pára je dále vedena do středotlakého dílu turbíny.

V oběhu jsou vysokotlaké ohříváky umístěny za napájecím čerpadlem, ohřev bude probíhat ve dvou vysokotlakých ohřívácích v rozmezí teplot 180 – 240¹⁰ °C.

Ve středo a nízkotlaké části turbíny je navrhnut odběr páry na regeneraci tepla s těmito parametry: teplota 257°C/tlak 0,5 MPa¹⁰ pro ohřev napájecí nádrže a nízkotlakého ohříváku, hmotnostní průtok odběru je 21 %, ¹⁰ zbylé množství hmotnostního průtoku 65 %¹⁰ projde posledními stupni nízkotlaké turbíny a směřuje do kondenzátoru. V kondenzátoru byly voleny parametry: teplota 33°C/tlak 5 kPa při úvaze 32,5 °C¹⁰ teploty chladicí vody.

Dle zkušeností s bloky na fosilní paliva byly zvoleny parametry v napájecí nádrži 1 MPa a tedy odpovídající teplota odplynění je 180 °C¹⁰, což odpovídá syté kapalině. Rozdíl

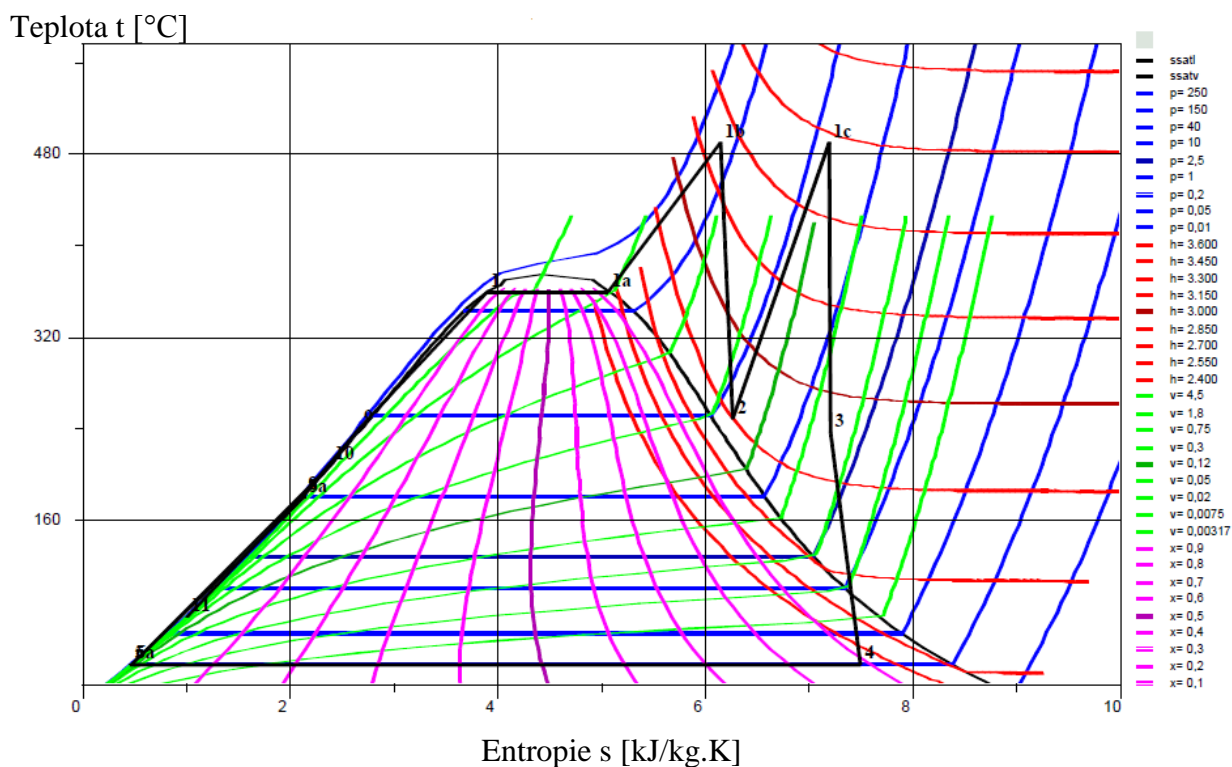
¹⁰Hodnota doporučena doc. Fiedlerem na základě výsledků technické zprávy Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010).

Tab. 3.1 – Vypočtené hodnoty systému s jaderným přehříváním páry ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM

Termická účinnost oběhu [%]:	44,64
Dodané teplo [KJ]:	2726,67
Vykonaná práce [KJ]:	1217,22

- pro hmotnostní tok páry 1329,80 kg/s
- pro měrnou spotřebu páry 3,03 kg/kWh

BOD							
číslo	látka	teplota [°C]	tlak [MPa]	suchost páry	i [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	v [m ³ /kg]
6	voda	32,67	1	0	137,78	0,47	0,0010
7	voda	179,50	1	0	760,93	2,13	0,0011
9	voda	240,00	18,5	0	1384,08	2,67	0,0012
1	voda	359,22	18,5	0	2007,23	3,91	0,0013
1a	pára	359,22	18,5	0,98	2630,38	5,07	0,0014
1b	pára	490,00	18,5	1	3253,53	6,16	0,0015
2	pára	243,85	3	1	3876,68	6,25	0,0016
1c	pára	490,00	3	1	4499,83	7,21	0,0017
3	pára	257,86	0,5	1	5122,98	7,30	0,0018
4	pára	32,90	0,005	0,90	5746,13	7,60	0,0019
5	voda	32,50	0,005	0	6369,28	0,47	0,0020
6a	voda	32,60	0,005	0	6992,43	0,47	0,0021
8a	voda	179,60	1	0	7615,58	2,14	0,0022
8	voda	182,04	18,8	0	8238,73	2,14	0,0023
10	voda	207,15	3	0	8861,88	2,40	0,0024
11	voda	74,69	0,5	0	9485,03	1,01	0,0025
PROCES							
název	vstupní bod	výstupní bod	typ procesu	Δi [kJ/kg]	typ energie	hm. průtok [kg/s]	
A	3	11	výměník	-549,94	jiná	279,26	
B	2	10	výměník	-267,49	jiná	186,17	
VT regenerace	8	9	výměník	260,15	jiná	1329,80	
NT regenerace +nap.nádrž	6	7	výměník	536,54	jiná	1143,63	
Kondenzátor	4	5	výměník	-1398,76	jiná	864,37	
PRIH	2	1c	výměník	514,66	dodané teplo	1143,63	
PREH	1a	1b	výměník	742,96	dodané teplo	1329,80	
VYP	1	1a	výměník	732,66	dodané teplo	1329,80	
EKO	9	1	výměník	715,39	dodané teplo	1329,80	
VT díl	1b	2	expanze	-395,57	vykonaná práce	1329,80	
ST díl	1c	3	expanze	-392,50	vykonaná práce	1142,79	
NT díl	3	4	expanze	-429,16	vykonaná práce	864,37	
Kondenzátní čerpadlo	6a	6	kompresce	1,04	dodané teplo	1143,63	
Napájecí čerpadlo	8a	8	kompresce	19,96	dodané teplo	1329,80	



Obr. 3.4 – Znáznornění systému s jaderným přehříváním páry v T-s diagramu

Výpočet parametrů oběhu

Předpoklady výpočtu:

- V ručním výpočtu termické účinnosti oběhu je zanedbána práce dodaná kondenzátním a napájecím čerpadlům, proto se výsledky ze školního výpočtového programu THERMOPTIM a z ručního výpočtu mohou lišit

 Tab. 3.2 – Volené parametry oběhu¹¹

$p_k = 5kPa$	tlak páry vystupující z nízkotlakého dílu turbíny
$t_k = 33^\circ C$	teplota páry vystupující z nízkotlakého dílu turbíny
$t_{ch} = 32,5^\circ C$	teplota chladiva v kondenzátoru
$\eta_{td}^{VT} = 0,9$	termodynamická účinnost vysokotlakého dílu turbíny
$\eta_{td}^{ST} = 0,9$	termodynamická účinnost středotlakého dílu turbíny
$\eta_{td}^{NT} = 0,88$	termodynamická účinnost nízkotlakého dílu turbíny
$\eta_m = 0,99$	mechanická účinnost
$\eta_G = 0,985$	účinnost synchronního generátoru

¹¹ Hodnoty zvoleny na základě doporučení doc. Fiedlera dle praktických zkušeností z provozu

- **hmotnostní tok páry**

$$Q_{\text{tepcelk}} = \sum m_p \cdot \Delta i = m_p \cdot \Delta i_{\text{eko}} + m_p \cdot \Delta i_{\text{výp}} + m_p \cdot \Delta i_{\text{preh}} + 0,86 \cdot m_p \cdot \Delta i_{\text{prih}} \Rightarrow$$

$$m_p = \frac{Q_{\text{tepcelk}}}{\Delta i_{\text{eko}} + \Delta i_{\text{výp}} + \Delta i_{\text{preh}} + 0,86 \cdot \Delta i_{\text{prih}}} = \frac{3600 \cdot 10^3}{715,39 + 732,66 + 742,96 + 0,86 \cdot 600,2} = \mathbf{1329,80 \text{ kg/s}}$$

$$Q_{\text{tepcelk}} = 3600 \text{ MW} \quad - \text{ celkový tepelný výkon reaktoru}$$

$$\Delta i_{\text{eko}} = 715,39 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v ekonomizéru}$$

$$\Delta i_{\text{výp}} = 732,66 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií ve výparníku}$$

$$\Delta i_{\text{preh}} = 742,96 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v přehříváku}$$

$$\Delta i_{\text{prih}} = 600,20 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v přehříváku}$$

- **výkon VT dílu turbíny**

$$P_{VT} = \Delta i_{VT} \cdot m_p = 395,57 \cdot 1329,80 = \mathbf{526,03 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_{VT} = 395,57 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií ve vysokotlaké části turbíny}$$

- **výkon ST dílu turbíny**

$$P_{ST} = \Delta i_{ST} \cdot m_p = 392,50 \cdot 1329,80 = \mathbf{521,95 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_{ST} = 392,50 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií ve středotlaké části turbíny, odpovídá poměrnému hmotnostnímu toku 0,86}$$

- **výkon NT dílu turbíny**

$$P_{NT} = \Delta i_{NT} \cdot m_p = 429,16 \cdot 1329,80 = \mathbf{570,70 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_{NT} = 429,16 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v nízkotlaké části turbíny, odpovídá poměrnému hmotnostnímu toku 0,65}$$

- **celkový vnitřní výkon parní turbíny**

$$P = P_{VT} + P_{ST} + P_{NT} = 526,03 + 521,95 + 570,70 = \mathbf{1618,68 \text{ MW}}$$

- **svorkový výkon turbíny**

$$P_{SV} = P \cdot \eta_m \cdot \eta_G = 1618,68 \cdot 0,99 \cdot 0,985 = \mathbf{1578,45 \text{ MW}}$$

- **teoretický příkon napájecího čerpadla**

$$P_{NC} = \Delta i_{NC} \cdot m_p = 19,96 \cdot 1329,80 = \mathbf{26,54 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_c = 19,96 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v napájecím čerpadle}$$

- **měrná spotřeba páry vztažená ke svorkovému napětí**

$$m_{SV} = \frac{Q_{\text{tep celk}}}{(\Delta i_{VT} + \Delta i_{ST} + \Delta i_{NT}) \cdot \eta_m \cdot \eta_G} = \frac{3600}{(395,27 + 395,5 + 429,16) \cdot 0,99 \cdot 0,985} = 3,03 \text{ kg/kWh}$$

- **termická účinnost oběhu**

$$\eta_t = \frac{P_{SV}}{Q_{\text{tepcelk}}} \cdot 100 = \frac{1578,45}{3600} \cdot 100 = 43,85 \%$$

Termická účinnost oběhu v systému s jaderným přehříváním páry je 43,85 %.

3.1.3 Termodynamická analýza systému s nejaderným přehříváním páry

- Vstupní parametry páry před turbínou: teplota 490°C/tlak 18,5 MPa
- Požadavek na přehřívání páry v přehříváku: teplota 460°C/tlak 7,3 MPa
Tato hodnota je nejpříznivější z hlediska nejvyšší termické účinnosti oběhu. Byla zvolena na základě optimalizace oběhu, která byla řešena v technické zprávě Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010).

Ostrá pára je před vysokotlakým dílem turbíny rozdělena na dvě větve: 12 %¹² hmotnostního průtoku páry slouží k přehřívání v přehříváku a 88 %¹² prochází vysokotlakým dílem turbíny. Pro ohřev napájecí vody ve dvou vysokotlakých ohřívácích byl zvolen odběr za výstupem z vysokotlakého dílu turbíny o těchto parametrech teplota: 350°C/tlak 7,3 MPa¹² s odběrem 12 %¹² hmotnostního průtoku, zbytek 86,6 %¹² hmotnostního průtoku je veden do přehříváku páry, který je vytápěn ostrou parou. Vystupující parametry páry z přehříváku: teplota 460°C/tlak 7,3 MPa¹², pára je dále vedena do středotlakého dílu turbíny.

Volba přehřívání je vhodná pro zvýšení tepelné účinnosti oběhu. Parametry páry vystupující z vysokotlakého dílu turbíny: teplota 350°C/tlak 7,3 MPa¹² jsou vysoko v oblasti přehřáté páry, dělicí tlak byl zvolen pomocí optimalizace celkové účinnosti.

Parametry páry za středotlakým dílem turbíny jsou kvůli oblasti mokré páry po expanzi voleny teplota: 267°C/tlak 1,7 MPa¹².

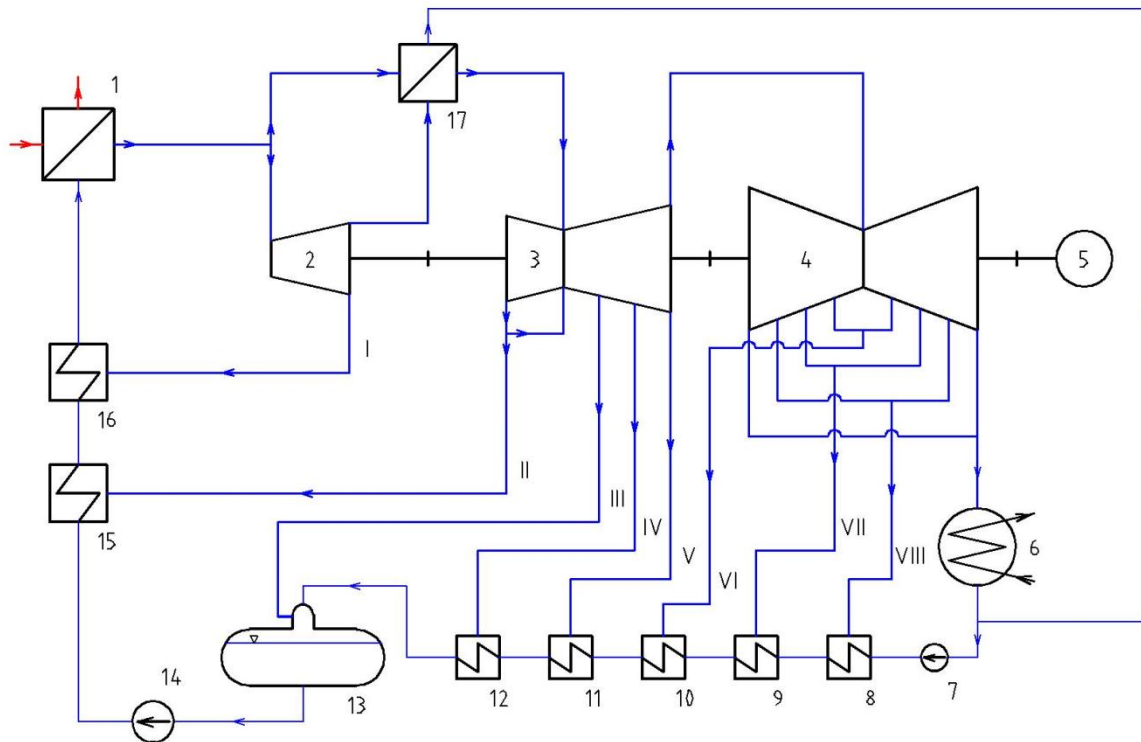
Ve středo a nízkotlaké části turbíny je volen odběr páry pro nízkotlakou regeneraci a ohřev napájecí nádrže s těmito parametry teplota: 267°C/tlak 1,7 MPa¹², hmotnostní průtok odběru je 20 %¹², zbylé množství hmotnostního průtoku 56 %¹² projde posledními stupni nízkotlaké turbíny a do kondenzátoru. V kondenzátoru byly voleny parametry: teplota 33°C/tlak 5 kPa při úvaze 32,5 °C¹² teploty chladicí vody.

Dle zkušeností s bloky na fosilní paliva byly zvoleny parametry v napájecí nádrži 1 MPa a tedy odpovídající teplota odplynění je 180 °C¹², což odpovídá syté kapalině. Rozdíl teplot před a za vstupem do nízkotlaké regenerace a napájecí nádrže činí tepelný spád $\Delta t =$

¹² Hodnota doporučena doc. Fiedlerem na základě výsledků technické zprávy Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010).

146 °C, který je rozdělen do pěti nízkotlakých ohříváků, jeden nízkotlaký ohřívák zpracuje tepelný spád 30 °C¹². Soustava pěti nízkotlakých ohříváků tedy pokryje tepelný spád, zvolené parametry jsou vyhovující [1].

Zjednodušené tepelné schéma oběhu s nejaderným přehříváním páry je na obr. 3.5.



Obr. 3.5 – Zjednodušené tepelné schéma oběhu s nejaderným přehříváním páry pro JE-SFR

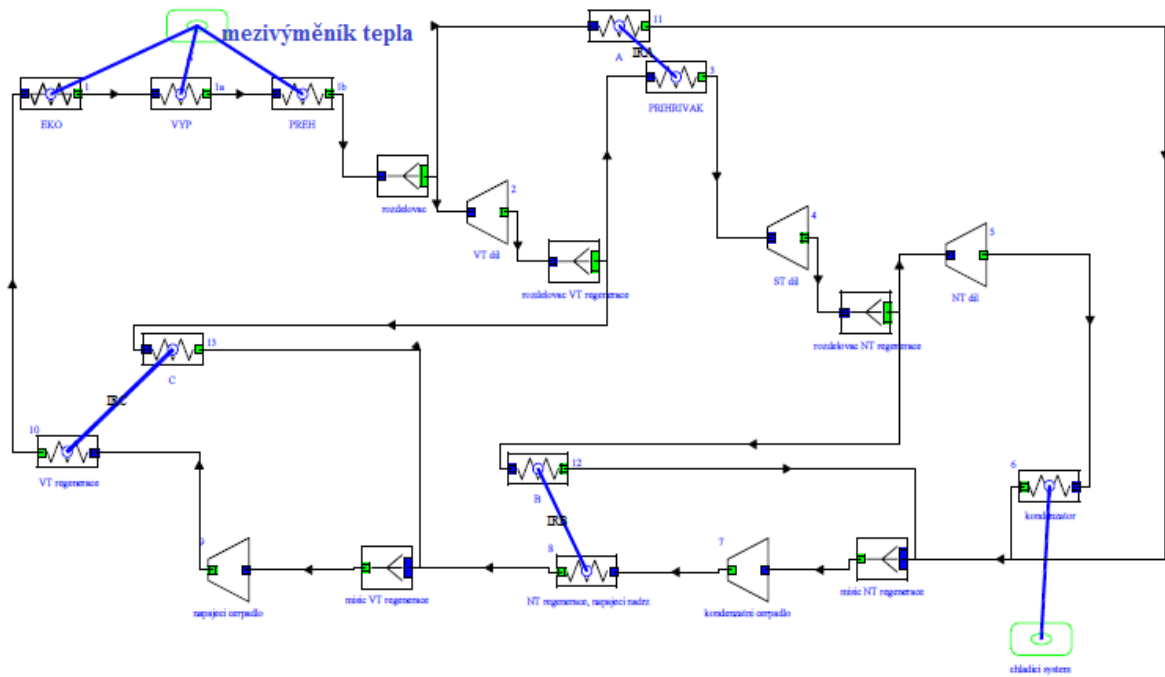
Legenda k obr. 3.5:

1 – parogenerátor, 2 – VT díl turbíny, 3 – ST díl turbíny, 4 – NT díl turbíny, 5 – generátor elektrické energie, 6 – kondenzátor, 7 – kondenzátní čerpadlo, 8-12 – NT ohříváky, 13 - napájecí nádrž a odplynovák, 14 – napájecí čerpadlo, 15-16 – VT ohříváky, 17 – přehřívák páry; I-II – odběry páry na VT regeneraci, III-VIII – odběry páry na NT regeneraci

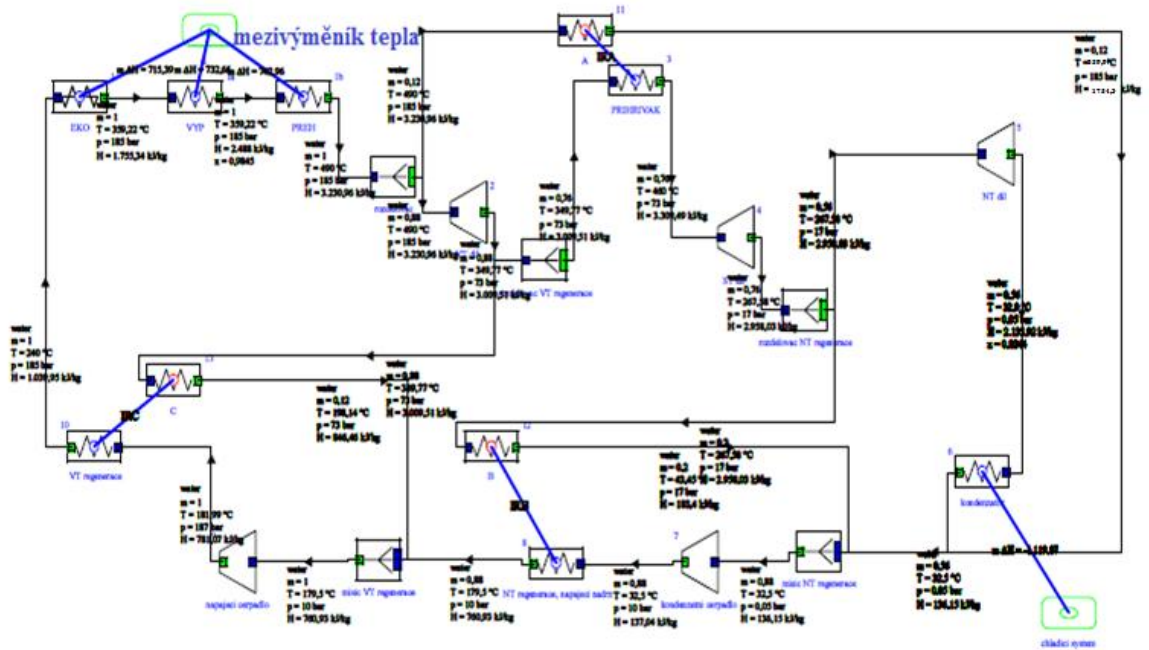
Na základě zadání diplomové práce bylo navrženo a sestaveno schematické zapojení systému s nejaderným přehříváním páry v prostředí školního výpočtového programu THERMOPTIM, viz obr. 3.6.

Na obr. 3.7 je znázorněn obrázek schematického zapojení včetně vypočtených hodnot oběhu. V tab. 3.3 jsou vypočtené hodnoty zadaného oběhu s nejaderným přehříváním páry. Na obr. 3.8 je znázorněn oběh s nejaderným přehříváním páry v T-s diagramu.

TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA OBĚHŮ



Obr. 3.6 – Znáornění schematického zapojení systému s nejaderným přehříváním páry ve školním výukovém programu THERMOPTIM



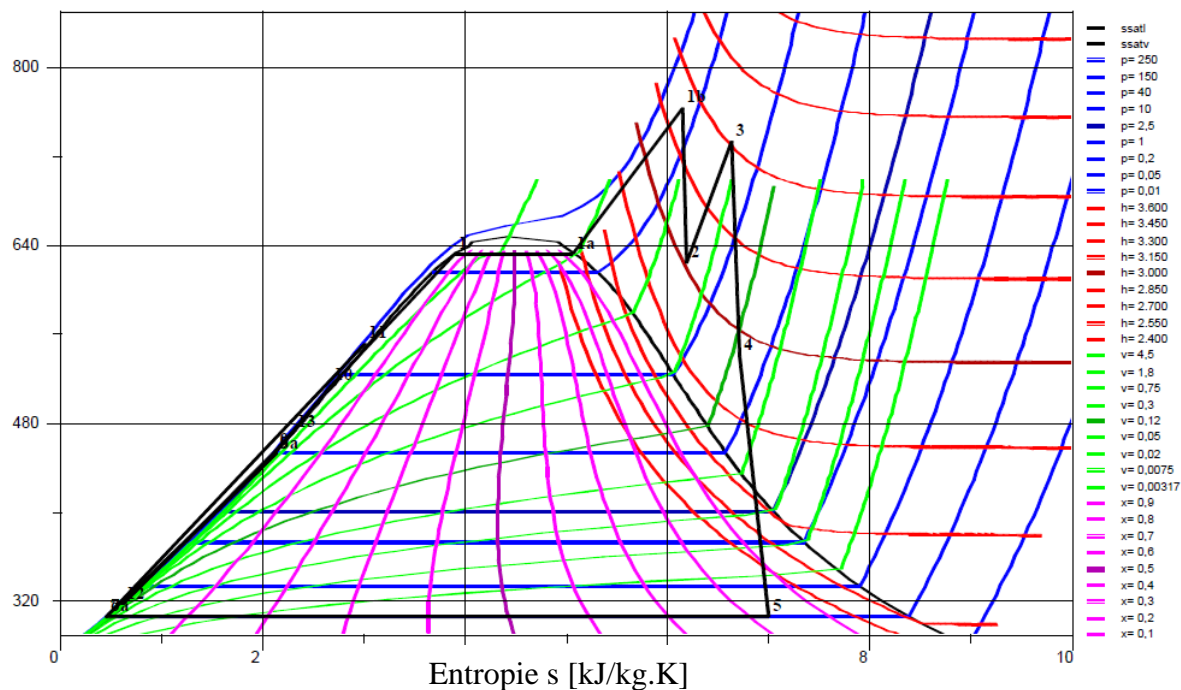
Obr. 3.7 – Znáornění schematického zapojení systému s nejaderným přehříváním páry včetně vypočtených hodnot ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM

Tab. 3.3 – Vypočtené hodnoty systému s nejaderným přehříváním páry

Termická účinnost oběhu [%]:	40,81
Dodané teplo [kJ]:	2211,94
Vykonaná práce [KJ]:	902,69

- pro hmotnostní tok páry 1643,08 kg/s
- pro měrnou spotřebu páry 4,09 kg/kWh

BOD							
číslo	látka	teplota [°C]	tlak [MPa]	suchost páry	i [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	v [m ³ /kg]
10	voda	240,00	18,50	0	1039,95	2,67	0,0012
1	voda	359,22	18,50	0	1755,34	3,91	0,0019
1a	pára	359,22	18,50	0,98	2488	5,07	0,0071
1b	pára	490,00	18,50	1	3230,96	6,16	0,0158
2	pára	349,77	7,30	1	3009,51	6,20	0,0335
3	pára	460,00	7,30	1	3309,49	6,65	0,0429
4	pára	267,58	1,70	1	2958,03	6,72	0,1387
5	pára	32,90	0,005	0,82	2135,92	7,01	23,243
6	voda	32,50	0,005	0	136,15	0,47	0,0010
11	voda	359,90	18,50	0	1754,30	3,90	0,0018
7a	voda	32,50	0,005	0	136,15	0,47	0,0010
7	voda	32,50	1,0	0	137,04	0,47	0,0010
8	voda	179,50	1,0	0	760,93	2,13	0,0011
9a	voda	179,50	1,0	0	760,93	2,13	0,0011
9	voda	181,99	18,70	0	781,07	2,14	0,0011
12	voda	43,45	1,70	0	183,40	0,62	0,0010
13	voda	198,14	7,30	0	846,46	2,30	0,0011
PROCES							
název	vstupní bod	výstupní bod	typ procesu	Δi [kJ/kg]	typ energie	hm. průtok [kg/s]	
C	2	13	výměník	-256,91	jiná	197,17	
B	4	12	výměník	-547,90	jiná	328,62	
VT regenerace	9	10	výměník	258,88	jiná	1643,08	
NT regenerace+nap.nádrž	7	8	výměník	549,02	jiná	1445,91	
PŘIHRŮVÁK	2	3	výměník	228,48	jiná	1248,74	
A	1b	11	výměník	-177,65	jiná	197,17	
Kondenzátor	5	6	výměník	-1119,87	jiná	920,13	
VYP	1	1a	výměník	732,66	dodané teplo	1643,08	
PREH	1a	1b	výměník	742,96	dodané teplo	1643,08	
EKO	10	1	výměník	715,39	dodané teplo	1634,08	
VT díl	1b	2	expanze	-194,88	vykonaná práce	1445,91	
ST díl	3	4	expanze	-267,11	vykonaná práce	1248,74	
NT díl	4	5	expanze	-440,70	vykonaná práce	920,13	
Kondenzátní čerpadlo	7a	7	komprese	0,79	dodané teplo	1445,91	
Napájecí čerpadlo	9a	9	komprese	20,14	dodané teplo	1643,08	

Teplota t [°C]

 Obr. 3.8 – Znáznornění systému s jaderným přehříváním páry v T - s diagramu

Výpočet parametrů oběhu

Předpoklady výpočtu:

- V ručním výpočtu termické účinnosti oběhu je zanedbána práce dodaná kondenzátním a napájecím čerpadlům, proto se výsledky ze školního výpočtového programu THERMOPTIM a z ručního výpočtu mohou lišit

 Tab. 3.4 – Volené parametry oběhu¹³

$p_k = 5kPa$	tlak páry vystupující z nízkotlakého dílu turbíny
$t_k = 33^\circ C$	teplota páry vystupující z nízkotlakého dílu turbíny
$t_{ch} = 32,5^\circ C$	teplota chladiva v kondenzátoru
$\eta_{td}^{VT} = 0,9$	termodynamická účinnost vysokotlakého dílu turbíny
$\eta_{td}^{ST} = 0,9$	termodynamická účinnost středotlakého dílu turbíny
$\eta_{td}^{NT} = 0,88$	termodynamická účinnost nízkotlakého dílu turbíny
$\eta_m = 0,99$	mechanická účinnost
$\eta_G = 0,985$	účinnost synchronního generátoru

¹³ Hodnoty zvoleny na základě doporučení doc. Fiedlera dle praktických zkušeností z provozu

- **hmotnostní tok páry**

$$Q_{\text{tepcelk}} = \sum m_p \cdot \Delta i = m_p \cdot \Delta i_{\text{eko}} + m_p \cdot \Delta i_{\text{výp}} + m_p \cdot \Delta i_{\text{preh}} \Rightarrow$$

$$m_p = \frac{Q_{\text{tepcelk}}}{\Delta i_{\text{eko}} + \Delta i_{\text{výp}} + \Delta i_{\text{preh}}} = \frac{3600 \cdot 10^3}{715,39 + 732,66 + 742,96} = \mathbf{1643,08 \text{ kg/s}}$$

$$Q_{\text{tepcelk}} = 3600 \text{ MW} \quad - \text{ celkový tepelný výkon reaktoru}$$

$$\Delta i_{\text{eko}} = 715,39 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v ekonomizéru}$$

$$\Delta i_{\text{výp}} = 732,66 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií ve výparníku}$$

$$\Delta i_{\text{preh}} = 742,96 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v přehříváku}$$

- **výkon VT dílu turbíny**

$$P_{VT} = \Delta i_{VT} \cdot m_p = 194,88 \cdot 1643,08 = \mathbf{320,20 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_{VT} = 194,88 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií ve vysokotlaké části turbíny, odpovídá poměrnému hmotnostnímu průtoku 0,88}$$

- **výkon ST dílu turbíny**

$$P_{ST} = \Delta i_{ST} \cdot m_p = 267,11 \cdot 1643,08 = \mathbf{438,88 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_{ST} = 267,11 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií ve středotlaké části turbíny, odpovídá poměrnému hmotnostnímu průtoku 0,76}$$

- **výkon NT dílu turbíny**

$$P_{NT} = \Delta i_{NT} \cdot m_p = 440,70 \cdot 1643,08 = \mathbf{724,10 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_{NT} = 440,70 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v nízkotlaké části turbíny, odpovídá poměrnému hmotnostnímu průtoku 0,56}$$

- **celkový vnitřní výkon parní turbíny**

$$P = P_{VT} + P_{ST} + P_{NT} = 320,20 + 438,88 + 724,10 = \mathbf{1\,483,18 \text{ MW}}$$

- **svorkový výkon turbíny**

$$P_{SV} = P \cdot \eta_m \cdot \eta_G = 1483,18 \cdot 0,99 \cdot 0,985 = \mathbf{1\,446,32 \text{ MW}}$$

- **teoretický příkon napájecího čerpadla**

$$P_{NC} = \Delta i_{NC} \cdot m_p = 20,14 \cdot 1643,08 = \mathbf{33,09 \text{ MW}}$$

$$\Delta i_c = 20,14 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ rozdíl entalpií v napájecím čerpadle}$$

- měrná spotřeba páry vztažená ke svorkovému napětí

$$m_{SV} = \frac{Q_{tepcelk}}{(\Delta i_{VT} + \Delta i_{ST} + \Delta i_{NT}) \cdot \eta_m \cdot \eta_G} = \frac{3600}{(194,88 + 267,11 + 440,70) \cdot 0,99 \cdot 0,985} = 4,09 \text{ kg/kWh}$$

- termická účinnost oběhu

$$\eta_t = \frac{P_{SV}}{Q_{tepcelk}} \cdot 100 = \frac{1446,32}{3600} \cdot 100 = 40,18\%$$

Termická účinnost oběhu v systému s nejaderným přehříváním páry je 40,18 %.

3.2 Školní výpočtový program THERMOPTIM

Školní výpočtový program THERMOPTIM je vhodný pro návrh, výpočet a optimalizaci tepelných oběhů. Po zadání potřebných údajů je program schopen vypočítat základní termodynamická data tepelného oběhu (teplota, tlak, entalpie, entropie, měrný objem). Cílovým výpočtem programu je výpočet účinnosti tepelného oběhu ze vztahu

$$\eta_t = \frac{A}{Q} \cdot 100 [\%]$$

η_t – termická účinnost oběhu

A – vykonaná/užitečná práce oběhu [kJ/kg]

Q – dodaná tepelná energie do oběhu [kJ/kg]

Program umožňuje tabulkové a grafické znázornění (např. T-s, i-s, p-v diagram) a obsahuje také knihovnu stavů plynů dle IAPWS-IF97. V programu je tedy možné pracovat nejenom s vodou-vodní párou, ale i např. s oxidem uhličitým (CO₂), metanem (CH₄), heliem (He), chladivem R134a. Je tedy možné navrhnout jak Rankine-Clausiiův tepelný oběh, tak i Braytonův či chladicí oběh.

Systém pracuje na základě zadávání vstupních hodnot, kde již předdefinovaný matematický model vypočítá základní termodynamické hodnoty oběhu. Tím je tedy eliminován vznik chyby při vlastním programování. Program je také možné rozšířit úpravou vstupních souborů pomocí vlastního naprogramování v programovacím jazyce JAVA.

Program THERMOPTIM je využíván pro základní termodynamické výpočty tepelných oběhů v organizacích jako CEA (Center for Atomic Energy – Centrum pro atomovou energii) v Cadarachi a v Grenoblu, EDF (Electricité de France) a její centrum výzkumu v Chatou, Framatome – AREVA, CETIM, ENERIA. [7]

3.3 Termodynamická analýza Braytonova oběhu

3.3.1 Zadané hodnoty:

Dle zadání diplomové práce byly zadány tyto parametry:

- Teplota chladiva a výkon jaderného reaktoru vychází z návrhu jaderného reaktoru GEN IV; jedná se o reaktor na rychlých neutronech chlazeným sodíkem o celkovém tepelném výkonu 3600 MW_t

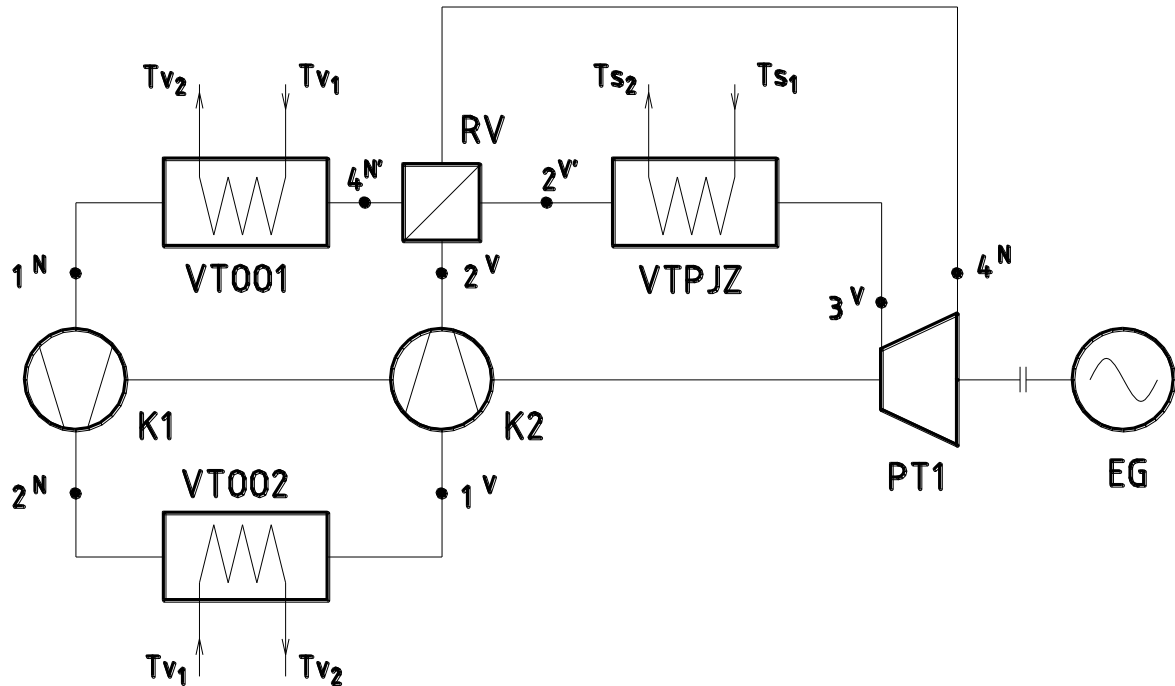
- Šestismyčkové provedení, výkon smyčky: 600 MW
- Teplota sodíku na vstupu do mezivýměníku tepla: 525°C
- Teplota sodíku na výstupu z mezivýměníku tepla: 340°C
- Tepelný výkon se předává do oběhu s CO₂ vždy přes vložený sodíkový meziokruh, toto řešení je nutné z hlediska jaderné bezpečnosti

Uzavřený Braytonův tepelný oběh je charakteristický nepřímým přívodem tepla (spalovací komora je nahrazena přestupní plochou výměníku chladivo reaktoru – plyn) a konstantním složením a množstvím pracovní látky v oběhu.

Jelikož složení látky je v celém okruhu konstantní, je možné ji po expanzi opět vychladit na původní vstupní hodnotu a zavést ji do sání kompresoru. Vzhledem k nutnosti odvádět značné množství tepla při chlazení látky se jeví jako jednoznačně účelné zavedení regenerace okruhu – část odváděného tepla se využije k předehřátí stlačené pracovní látky regeneračním ohřívákem, zbytek tepla se odvádí v chladiči chlazeném vodou. Z hlediska co nejvyšší možné účinnosti cyklu se jeví jako nejvýhodnější použít dělené komprese s mezichlazením v kombinaci s regenerativním výměníkem, jak je zřejmé z obr. 3.9.

CO₂ o podkritických parametrech: teplota 525°C/tlak 7,2¹⁴ MPa vystupující z mezivýměníku tepla expanduje na turbíně a pokračuje do regenerativního výměníku tepla. Stupeň regenerace byl volen 0,7¹⁷ na základě optimalizace oběhu, nižší stupeň regenerace sice snižuje termickou účinnost oběhu, ale zmenšuje velikost teplosměnné plochy regenerativního výměníku tepla. Nejvyšší účinnost oběhu je dosažena při stupni regenerace 0,85, při této hodnotě a uvažované hodnotě průtoku pracovní látky však velikost teplosměnné plochy regenerativního výměníku tepla dosahuje takových rozměrů, že by samotný výměník nebylo možno vyrobit. Plyn pokračuje do chladičoho výměníku, kde je ochlazen na tyto parametry: teplota 35°C/tlak v sání kompresoru 2 MPa¹⁷. Teplota 35°C je volena na základě technologického řešení oběhu, předpokládá se, že teplo bude z mezichladiče a chladičoho výměníku odváděno vodou a tato teplota odpovídá teplotě v kondenzátoru u parní turbíny ve střední Evropě (dle norem ČSN-EN je maximální výpočtová teplota chladičí vody 33°C). Hodnota tlaku v sání kompresoru 2 MPa je volena jako kompromis mezi požadavky na rozměrové dimenzování kompresoru a turbíny a mezi požadavky na rozměry a pevnostní dimenzování výměníku. Zkomprimovaný plyn se dále ochladí v mezichladiči, načež komprese dále pokračuje ve VT části kompresoru, kde je výstupní tlak volen 7,2¹⁷ MPa, což odpovídá hodnotě podkritického tlaku CO₂. Zařazením mezichlazení do oběhu se sníží kompresní práce a tím pádem se zvýší užitečný výkon zařízení. Celkové poměrné stlačení je 3,6. Zkomprimovaný plyn dále pokračuje do regenerativního výměníku, který je vyhříván teplem z plynu po expanzi na plynové turbíně, a dále pokračuje do mezivýměníku tepla, kde je ohřán na vstupní parametry. Zařazením regenerace se zmenší celkový přívod tepla do oběhu a tím pádem vzroste jeho termická účinnost.

¹⁴ Hodnota zvolena na základě výsledků technické zprávy Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010)



Obr. 3.9 – Uzavřený Braytonův tepelný oběh s regenerací tepla a dvojitou kompresí pracovní látky [8]

Legenda k obr. 3.9:

VT001 – chladič výměník, VT002 – mezichlazení, VTPJZ – mezivýměník tepla – přívod tepla do oběhu, RV – regenerační výměník, K1 – nízkotlaký kompresor, K2 – vysokotlaký kompresor, PT1 – plynová turbína, EG – generátor elektrické energie

3.3.2 Výpočet Braytonova tepelného oběhu s regenerací tepla a dvojitou kompresí [1] [8]

Výpočet byl převzat z technické zprávy Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI - QR č. 002 / 2008). Vypočtené hodnoty zadaného Braytonova cyklu byly převzaty z technické zprávy Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje (VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010).

Pro výpočet je nutno zvolit tyto parametry:

- Tepelný výkon jaderného reaktoru
- Tlak p_{1N} a teplota t_{1N} v sání kompresoru K1
- Celkové poměrné stlačení $\varepsilon = \frac{p_{2V}}{p_{1N}}$
- Stupeň regenerace tepla $\eta_{REG} = \frac{t_{2V'} - t_{2V}}{t_{4N} - t_{2V}}$
- Nejvyšší teplota přívodu tepla z jaderného reaktoru t_{3V}

Předpoklad výpočtu:

- Pro zjednodušení výpočtu jsou veškeré tlakové ztráty zanedbány.

Termodynamické změny stavů pracovní látky jsou mezi významnými body výpočtu 2V - 3V, 4N - 1N a 2N - 1V jsou předpokládány jako izobarické (vratná změna stavu za konstantního tlaku).

$$p_{1N} = p_{4N'} = p_4$$

$$p_{1V} = p_{2N}$$

$$p_{2V} = p_{2V'} = p_{3V}$$

Změny stavu pracovní látky při kompresi a expanzi jsou uvažovány jako polytropické, nárůst entropie je určen ze zadané termodynamické účinnosti kompresoru, turbíny.

$$\eta_{tdiK} = \frac{i_{2Niz} - i_{1N}}{i_{2N} - i_{1N}} = \frac{i_{2Viz} - i_{1V}}{i_{2V} - i_{1V}}$$

$$\eta_{tdiT} = \frac{i_{3V} - i_{4N}}{i_{3V} - i_{4Niz}}$$

Výpočet jednotlivých bodů tepelného schématu

Každý bod je charakterizován teplotou, tlakem a entalpií. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.5.

- **Bod 1N**

- Stav pracovní látky sání v kompresoru K1 je jednoznačně určen zvolenými hodnotami nejnižšího tlaku a nejnižší teploty v oběhu
- $i_{1N} = f(p_{1N}, t_{1N})$

- **Bod 2N_{iz}, 2N**

- Výpočet je možná pro idealizovaný stav pracovní látky bez tlakových ztrát
- Stav pracovní látky na výtlaku z kompresoru K1 se určí následovně:
- Určí se tlak na výstupu z kompresoru K1 na základě podmínky minimální kompresní práce

$$p_{1V} = p_{2N} = p_{1N} \cdot \sqrt{\varepsilon}$$

$$\varepsilon = \frac{p_{2V}}{p_{1N}}$$

- Určí se izoentropický stav pracovní látky na výtlaku z kompresoru K1 na základě izoentropické změny

$$s_{1N} = s_{2Niz}$$

- $i_{2Niz} = f(p_{2N}, s_{2Niz})$

- Určí se skutečný stav pracovní látky na výtlaku z kompresoru K1 podle zadané termodynamické účinnosti kompresoru K1

$$i_{2N} = i_{1N} + \frac{1}{\eta_{tdiK}} \cdot (i_{2Niz} - i_{1N})$$

- $i_{2N} = f(t_{2N}, p_{2N})$

• **Bod 1V**

- Stav pracovní látky v sání kompresoru K2 je jednoznačně určen tlakem p_{1V} a teplotou $t_{1V} = t_{1N}$

• **Bod 2V_{iz}, 2V**

- Výpočet je možný pro idealizovaný stav pracovní látky bez tlakových ztrát
 - Stav pracovní látky na výtlaku z kompresoru K2 se určí následovně:
 - Určí se tlak na výstupu z kompresoru K2 na základě podmínky minimální kompresní práce

$$p_{1V} = p_{2N} = p_{1N} \cdot \sqrt{\varepsilon}$$

$$\varepsilon = \frac{p_{2V}}{p_{1N}}$$

- Určí se izoentropický stav pracovní látky na výtlaku z kompresoru K2 na základě izoentropické změny

$$s_{1N} = s_{2Viz}$$

- $i_{2Viz} = f(p_{2V}, s_{2Viz})$

- Určí se skutečný stav pracovní látky na výtlaku z kompresoru K2 podle zadané termodynamické účinnosti kompresoru K2

$$i_{2V} = i_{1V} + \frac{1}{\eta_{tdiK}} \cdot (i_{2Viz} - i_{1V})$$

• **Bod 2V'**

- Tento bod popisuje stav pracovní látky po regeneraci tepla, který je určen stupněm regenerace

$$t_{2V'} = t_4 - (1 - \eta_{REG}) \cdot (t_{4V} - t_{2V})$$

- $i_{2V'} = f(p_{2V'}, t_{2V'})$

• **Bod 3V**

- Stav pracovní látky je jednoznačně určen nejvyšší teplotou přívodu tepla do oběhu t_{3V} a tlakem p_{3V}

- $i_{3V} = f(t_{3V}, p_{3V})$

• **Bod 4N_{iz}, 4N**

- Nejprve se určí teplota v bodě 4N_{iz} na základě podmínky izoentropické expanze

$$s_{3V} = s_{4Niz}$$

$$- i_{4Niz} = f(p_{4N}, s_{4Niz})$$

- Na základě zadané termodynamické účinnosti turbíny se určí entalpie v bodě 4N

$$i_{4N} = i_{3V} + \eta_{tdiT} \cdot (i_{4Niz} - i_{3V})$$

$$- i_{4N} = f(p_{4N}, t_{4N})$$

- **Bod 4N'**

- Tento bod popisuje stav pracovní látky po odvodu regenerovaného tepla
- Určí se z podmínky rovnosti přeneseného tepla na izobarách nízkého a vysokého tlaku

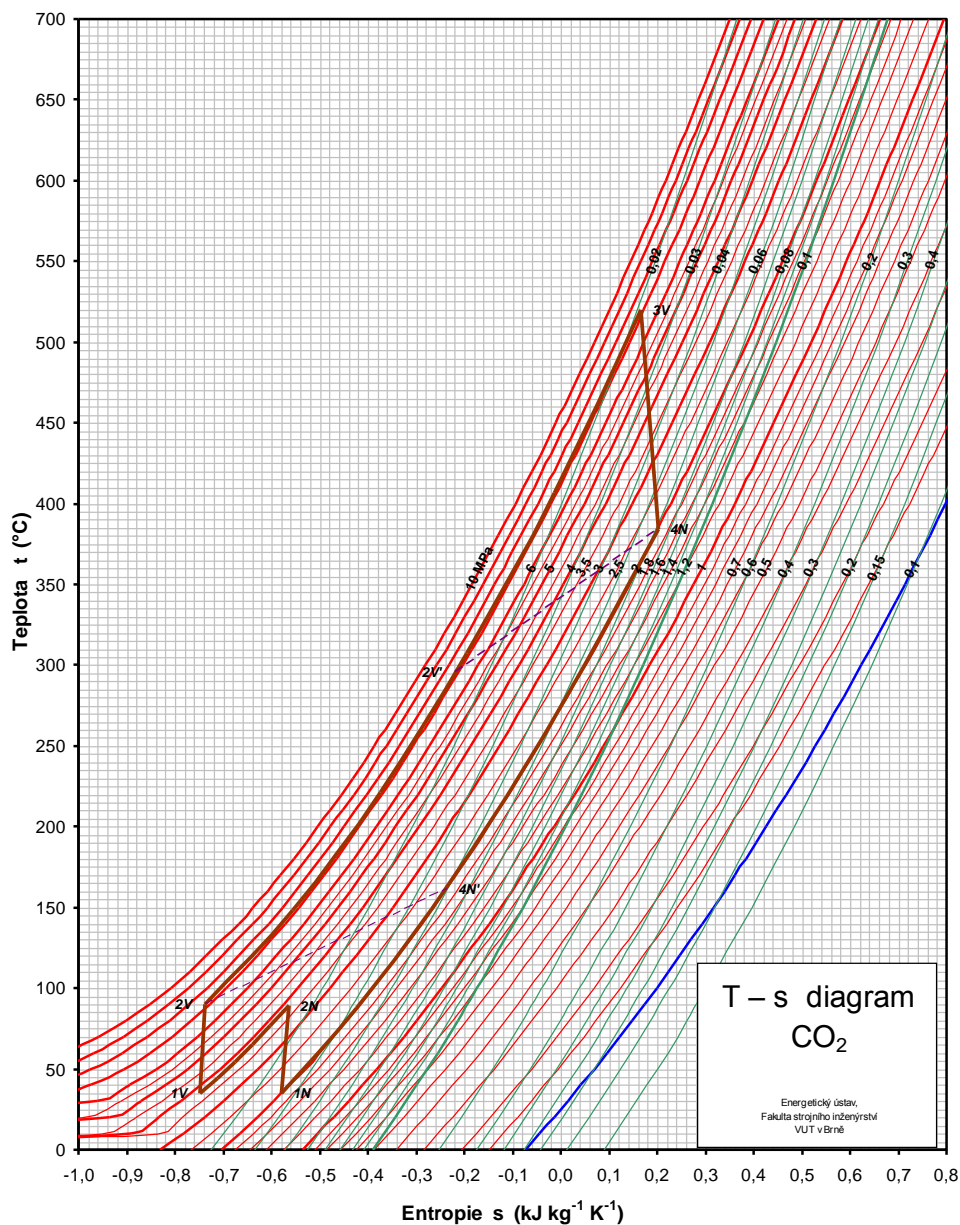
$$i_{4N'} = i_{2V} - i_{2V'} + i_{4N}$$

Vypočtené hodnoty jednotlivých bodů Braytonova oběhu jsou uvedené v tab. 3.5.

Na obr. 3.10 je znázorněn průběh Bryaytonova oběhu s dvojitou kompresí a regenerací tepla v T-s diagramu.

Tab. 3.5 – Vypočtené hodnoty jednotlivých bodů Braytonova oběhu [1]

Bod oběhu	Stavová veličina					Hmotnostní tok CO ₂ kg/s
	Teplota	Tlak	Entalpie	Entropie	Měrný objem	
	°C	MPa	kJ/kg	kJ/kgK	m ³ /kg	
1N	35,0	2,00	-10,2	-0,579	0,026	13 872,45
2Niz	84,3	3,79	26,0	-0,579	0,016	13 840,45
2N	88,9	3,79	30,9	-0,565	0,016	13 851,85
1V	35,0	3,79	-30,4	-0,749	0,012	13 856,59
2Viz	86,8	7,20	1,8	-0,749	0,007	13 842,77
2V	90,0	7,20	6,2	-0,737	0,008	13 900,70
2V'	296,0	7,20	243,3	-0,217	0,015	13 838,89
3V	520,0	7,20	502,7	0,167	0,021	13 853,84
4Niz	364,1	2,00	330,0	0,167	0,060	13 869,14
4N	384,2	2,00	352,4	0,201	0,062	13 867,99
4N'	161,4	2,00	115,4	-0,237	0,040	13 869,36



Obr. 3.10 – Znárodnění Braytonova oběhu s dvojitou kompresí a regenerací tepla v T - s diagramu [1]

Výpočet termické účinnosti oběhu

- Přivedené teplo do oběhu z mezivýměníku tepla

$$q_{\text{priv}} = i_{3V} - i_{2V'} = 520,7 - 243,3 = \mathbf{259,4 \text{ kJ/kg}}$$

- Odvedené teplo z oběhu

$$q_{\text{odv}} = i_{4N'} - i_{1N} + i_{2N} - i_{1V} = 115,4 - (-10,2) + 30,9 - (-30,4) = \mathbf{186,9 \text{ kJ/kg}}$$

- Spotřebovaná práce oběma kompresory

$$a_k = i_{2N} - i_{1N} + i_{2V} - i_{1V} = 30,9 - (-10,2) + 6,2 - (-30,4) = \mathbf{77,7 \text{ kJ/kg}}$$

- Práce vykonaná turbínou

$$a_t = i_{3V} - i_{4N} = 502,7 - 352,4 = \mathbf{150,3 \text{ kJ/kg}}$$

- Množství regenerovaného tepla

$$q_{reg} = i_{4N} - i_{4N'} = i_{2V'} - i_{2V} = 352,4 - 115,4 = 243,3 - 6,2 = \mathbf{237 \text{ kJ/kg}}$$

- Užitečná práce oběhu

$$a = a_t - a_k = 150,3 - 77,7 = \mathbf{72,6 \text{ kJ/kg}}$$

- Termická účinnost oběhu

$$\eta_t = \frac{a}{q_{in}} \cdot 100 = \frac{72,6}{259,4} \cdot 100 = \mathbf{27,99 \%}$$

- Hmotnostní tok pracovní látky

$$m_{CO_2} = \frac{Q_{tepecelk}}{q_{in}} = \frac{3600000}{259,4} = \mathbf{13\,878,18 \text{ kg/s}}$$

- Výkon turbíny

$$P_t = m_{CO_2} \cdot a_t = 13\,878,18 \cdot 150,3 = \mathbf{2\,085,89 \text{ MW}}$$

- Příkon obou kompresorů

$$P_k = m_{CO_2} \cdot a_k = 13\,878,18 \cdot 77,7 = \mathbf{1\,078,33 \text{ MW}}$$

- Výkon soustrojí na spojce (se zanedbáním mechanické účinnosti)

$$P = m_{CO_2} \cdot a = 13\,878,18 \cdot 72,6 = \mathbf{1\,007,55 \text{ MW}}$$

- Tepelný výkon v regeneraci

$$Q_{reg} = m_{CO_2} \cdot q_{reg} = 13\,878,18 \cdot 237 = \mathbf{3\,289,13 \text{ MW}}$$

- Tepelný tok odvedený z oběhu

$$Q_{odv} = m_{CO_2} \cdot q_{odv} = 13\,878,18 \cdot 186,9 = \mathbf{2\,593,83 \text{ MW}}$$

- Tepelný tok přiváděný do oběhu

$$Q_{priv} = m_{CO_2} \cdot q_{in} = 13\,878,18 \cdot 259,4 = \mathbf{3\,599,99 \text{ MW}}$$

Termická účinnost Braytonova oběhu s dvojitou kompresí a regenerací tepla je 27,99 %.

4 TEPELNÝ VÝPOČET PŘIHRÍVÁKU PÁRY PRO SYSTÉMY JADERNÉHO A NEJADERNÉHO PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY

Cílem tepelného výpočtu výměníků tepla je určení rozměrů a velikost teplosměnné plochy přehříváku páry pro systém s jaderným a nejaderným přehříváním páry.

4.1 Stanovení velikosti teplosměnné plochy pro systémy s jaderným přehříváním páry

Návrh koncepce přehříváku páry pro systémy s jaderným přehříváním vychází z návrhu tepelného schématu (viz obr. 2.3). Dle návrhu je přehřívák páry součástí parogenerátoru. Tepelný výkon parogenerátoru je stanoven v zadání diplomové práce.

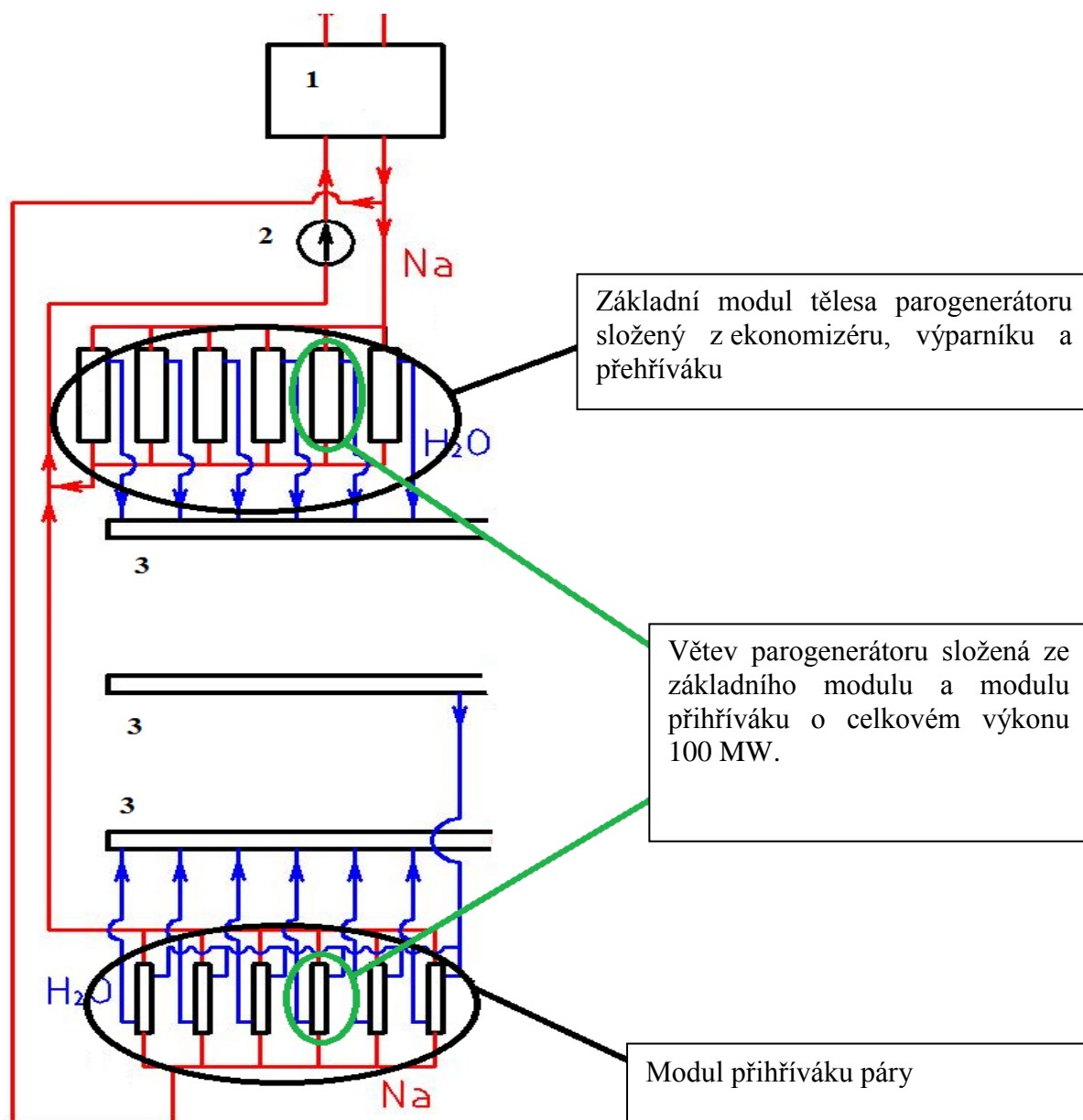
Parogenerátor se skládá ze základního modulu, který je tvořen výhřevnou plochou ekonomizéru, výparníku a přehříváku, a z modulu přehříváku páry. Celkový výkon parogenerátoru je 600 MW_t .

Pro výpočet teplosměnné plochy přehříváku bylo navrženo autorkou diplomové práce rozdělit těleso parogenerátoru na šest větví, každou o tepelném výkonu 100 MW_t . Větev parogenerátoru je tvořena základním modulem (ekonomizér, výparník, přehřívák) a modulem přehříváku páry.

Tepelný výkon reaktoru je stanoven 3600 MW_t . V systému se tedy nachází šest těles parogenerátorů, každé o tepelném výkonu 600 MW_t . Těleso parogenerátoru o zadaném výkonu 600 MW_t je znázorněno na obr. 4.1. Každé těleso parogenerátoru je složeno ze šesti větví, každá o tepelném výkonu 100 MW_t , celkový počet větví v systému je tedy 36.

Napájecí voda proudí do smyčky základního modulu parogenerátoru, kde je v ekonomizéru ohřátá na teplotu syté kapaliny. Dále pokračuje do výparníku, kde dochází k fázové přeměně voda-pára, a pokračuje do přehříváku páry, kde je ohřátá na vstupní parametry páry jdoucí na VT díl turbíny. Pára je na turbínu vedena sběrnými kolektory páry. Po částečné expanzi na VT dílu turbíny je poměrný hmotnostní tok páry veden sběrnými kolektory páry zpět do parogenerátoru, ovšem do smyčky modulu přehříváku páry. Zde je ohřátá na dané parametry a vedena sběrnými kolektory páry na ST díl turbíny. Jelikož jde o systém s jaderným přehříváním páry, pára je ohřátá na stejnou teplotu, jakou měla na vstupu na VT díl turbíny, ale expanze na ST dílu turbíny bude probíhat na nižším tlaku (viz. kapitola 1, 3).

Neaktivní sodík je veden z mezivýměníku tepla do parogenerátorů. Část hmotnostního toku sodíku, který je potřeba na výrobu páry o daných parametrech, je vedena do základního modulu parogenerátoru. Část hmotnostního toku sodíku, která je potřeba na přehřátí páry o daných parametrech, je vedena do modulu přehříváku. Sodík má na výstupu ze základního modulu parogenerátoru stejnou teplotu jako na výstupu z modulu přehříváku páry a je veden opět do mezivýměníku tepla.

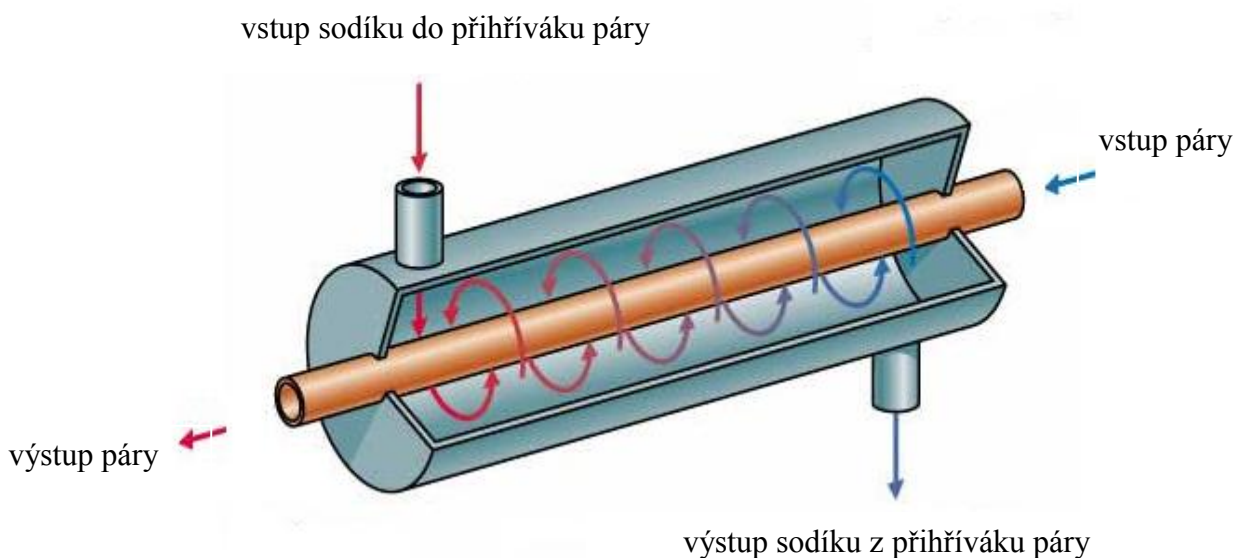


Obr. 4.1 – Těleso parogenerátoru o celkovém tepelném výkonu 600 MW_t

Legenda k obr. 4.1:

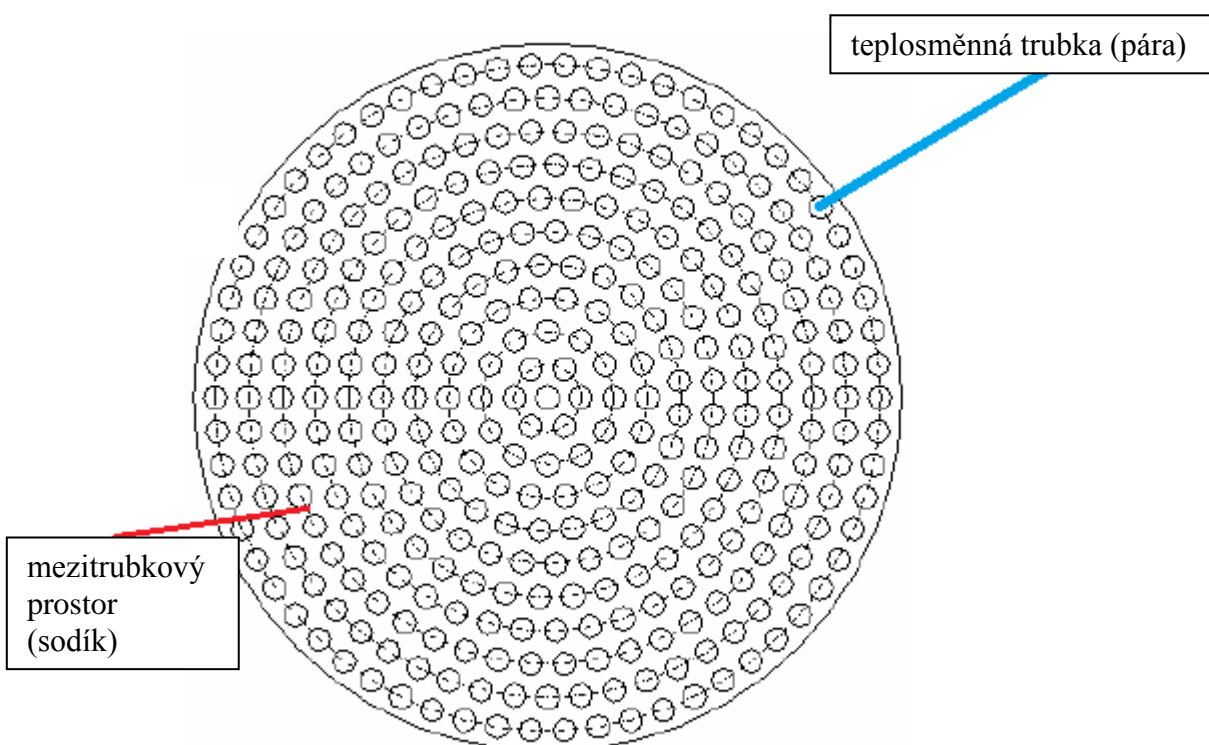
1 – mezivýměník tepla, 2 – oběhové čerpadlo, 3 – sběrné kolektory páry

Koncepce přehříváku páry je autorkou navržena jako protiproudý výměník tepla se svazkem teplosměnných trubek (viz obr. 4.2). Materiálem teplosměnných trubek je volena chrom-molybdenová ocel 15 418,5, kterou doporučuje literatura [9] použít na návrh teplosměnných trubek parogenerátoru. Tento materiál je tedy vhodný i pro koncepci přehříváku páry. K oceli 15 418,5 však nejsou dostupné informace, které jsou důležité pro výpočet velikosti teplosměnné plochy, dle literatury [9] je možno použít jako výchozí materiál ocel 15 313, která má podobné chemické složení a některé vlastnosti, jako ocel 15 418,5. Ocel 15 313 je nízkolegovaná žárovečná ocel, odolná proti korozi v oblasti vodní páry do teploty 590°C . Tato ocel je vhodná pro tlakové součásti energetických zařízení.



Obr. 4.2 – Ilustrativní příklad protiproudého výměníku tepla [10]

Přehřívák páry je uvažován jako přímý, tzn. pára proudí uvnitř teplosměnných trubek a sodík proudí v mezitrubkovém prostoru, viz obr. 4.3.



Obr. 4.3 – Ilustrativní příklad trubkovnice přímého přehříváku páry [11]

4.1.1 Zadané hodnoty pro výpočet přehříváku páry pro systémy s jaderným přehříváním páry:

- Tepelný výkon reaktoru: 3600 MW
- Počet smyček: 6
- Tepelný výkon PG: 600 MW (Q)
- Počet větví v jednom PG: 6
- Celkový počet větví: 36
- Tepelný výkon větve: 100 MW (Q_v)

- Teplota napájecí vody při vstupu do PG: 240°C
- Teplota přehřáté páry na výstupu z přehříváku PG: 490°C
- Tlak přehřáté páry na výstupu z PG: 18,5 MPa
- Teplota sodíku na vstupu do PG: 525°C
- Teplota sodíku na výstupu z PG: 340°C

Z kapitoly 3 byly dle optimalizace tepelných oběhů navrženy hodnoty parametrů páry na přehřívání.

- Teplota páry po expanzi na VT dílu turbíny: 243°C
- Tlak páry po expanzi na VT dílu turbíny: 3MPa

- Teplota přehřáté páry v přehříváku PG: 490°C
- Tlak přehřáté páry v přehříváku PG: 3 MPa

Dle kapitoly 3 byl dále stanoven hmotnostní tok páry z parogenerátoru a hmotnostní tok páry přehřívákem.

- Hmotnostní tok páry z PG: 1329,80 kg/s
- Hmotnostní tok páry do přehříváku PG: 1143,63 kg/s - odpovídá 0,86 poměrnému hmotnostnímu toku páry z PG

Předpoklady výpočtu:

- Přehřívák páry je počítán jako jeden celek
- Při výpočtu je uvažována střední teplota v modulu přehříváku na straně páry a sodíku a z této teploty vychází hodnota součinitele přestupu tepla na straně sodíku a páry a výsledná hodnota velikosti teplosměnné plochy
- Tepelné ztráty přehříváku páry nejsou při výpočtu uvažovány

4.1.2 Tepelná bilance přehříváku páry

Tepelná bilance je uvažována pro větev parogenerátoru o celkovém tepelném výkonu 100 MW.

Tab. 4.1 – Entalpie páry při dané teplotě a tlaku; hustota páry pro danou střední teplotu [12]

Pára	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]
i_{pEX}	243	3	2834,45
i_{pp}	490	3	3434,57
i_{nv}	240°C	18,5	1039,80
i_p	490	18,5	3230,70
Střední hustota páry pro střední teplotu 366,25°C $\rho_{STpp} = 10,69 \text{ kg/m}^3$			

TEPELNÝ VÝPOČET PŘIHRÍVÁKU PÁRY PRO SYSTÉMY JADERNÉHO A
NEJADERNÉHO PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY

- Celkový tepelný výkon potřebný pro přehřívání páry:

$$Q_C = m_{C_{PP}} \cdot \Delta i_p = m_{C_{PP}} \cdot (i_{pp} - i_{pEX}) \cdot 10^{-3} \\ = 1143,63 \cdot (3434,57 - 2834,45) \cdot 10^{-3} = \mathbf{686,31 \text{ MW}}$$

- Tepelný výkon větve modulu přehříváku potřebný pro přehřívání páry:

$$Q_{PRI} = \frac{Q_C}{36} = \frac{686,31}{36} = \mathbf{19,06 \text{ MW}}$$

- Hmotnostní průtok páry větví modulu přehříváku:

$$m_{pp} = \frac{m_{C_{PP}}}{36} = \frac{1143,63}{36} = \mathbf{31,77 \text{ kg/s}}$$

Tab. 4.2 – Entalpie sodíku při dané teplotě a tlaku; hustota sodíku pro danou teplotu [13]

Sodík	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]
t_{sIN}	525	795,80
t_{sOUT}	340	559,89
Střední hustota sodíku pro střední teplotu 432,5°C $\rho_{STs} = 848,20 \text{ kg/m}^3$		

- Hmotnostní průtok sodíku větví modulu přehříváku:

$$m_s = \frac{\frac{Q_{PRI}}{\eta}}{(i_{sIN} - i_{sOUT})} = \frac{\frac{19\,066,13}{1}}{(795,80 - 559,89)} = \mathbf{80,82 \text{ kg/s}}$$

Dle výsledků výpočtů z kapitoly 3 jsou známy rozdíly entalpií jednotlivých výhřevných ploch základního modulu PG, je tedy možné provést ověřovací výpočet správnosti výsledků tepelného výkonu větve přehříváku páry.

- Δi_{EKO} - rozdíl entalpií v ekonomizéru – 715,39 kJ/kg
- Δi_{VYP} - rozdíl entalpií ve výparníku – 732,66 kJ/kg
- Δi_{PRE} - rozdíl entalpií v přehříváku – 742,96 kJ/kg

- Tepelný výkon větve základního modulu PG:

$$Q_V = Q_{ZM} + Q_{PRI} \rightarrow Q_{ZM} = Q_V - Q_{PRI} = 100 - 19,06 = \mathbf{80,94 \text{ MW}}$$

- Hmotnostní průtok vody (vodní páry) větví základního modulu větve:

$$m_p = \frac{Q_V \cdot 10^3}{(\Delta i_{EKO} + \Delta i_{VYP} + \Delta i_{PRE})} = \frac{80,94 \cdot 10^3}{(715,39 + 732,66 + 742,96)} = \mathbf{36,94 \text{ kg/s}}$$

- Stanovení výkonů jednotlivých výhřevných ploch větve základního modulu PG:
Ekonomizér

$$Q_{EKO} = m_p \cdot \Delta i_{EKO} = 36,94 \cdot 715,39 = \mathbf{26\,426,51 \text{ kW}}$$

Výparník

$$Q_{VYP} = m_p \cdot \Delta i_{VYP} = 36,94 \cdot 732,66 = \mathbf{27\,064,46 \text{ kW}}$$

Přehřívák

$$Q_{\text{PRE}} = m_p \cdot \Delta i_{\text{PRE}} = 36,94 \cdot 742,96 = \mathbf{27\ 444,94\ kW}$$

Celkový výkon výhřevných ploch větve základního modulu PG:

$$\begin{aligned} Q &= Q_{\text{EKO}} + Q_{\text{VYP}} + Q_{\text{PRE}} + Q_{\text{PRI}} \\ &= 26\ 426,51 + 27\ 064,46 + 27\ 444,94 + 19\ 066,13 \\ &= \mathbf{100\ 002,04\ kW = 100\ MW} \end{aligned}$$

4.1.3 Stanovení průtočných průřezů

Volené rozměry teplosměnných trubek a jejich počet vycházejí z výsledků diplomové práce [11]. Zde je jasně formulováno, proč při návrhu přehříváku páry použít rozměry teplosměnných trubek $\varnothing 24 \times 4$. Při návrhu přehříváku páry je dominujícím kritériem počet teplosměnných trubek a střední délka teplosměnných trubek. Při použití velkého množství teplosměnných trubek vzrůstá pravděpodobnost poškození některé z nich. Z výsledků [11] vyplývá, že pro návrh přehříváku je nejpříznivější volit rozměry teplosměnných trubek $\varnothing 24 \times 4$. Střední délka trubek je ovlivněna maximální vyrobitelnou délkou bezešvých trubek. Výrobce bezešvých trubek Manessmann [33] udává hodnotu pro zvolený materiál 25 m, výrobce Železiarne Podbrezová [32] udává hodnotu 18 m pro zvolený materiál. Při volbě počtu trubek byl rozhodující návrh modulu parogenerátoru [11], kde tepelnému výkonu modulu 100 MW odpovídá 823 teplosměnných trubek a k tomu příslušný rozměr obalové trubky a celková délka modulu 16 m. Navrhovaný přehřívák má tepelný výkon 19 MW. Autorka tedy volila nižší počet teplosměnných trubek vzhledem k menšímu tepelnému výkonu.

Pro výpočet byly voleny rozměry teplosměnných trubek: $\varnothing 24 \times 4$

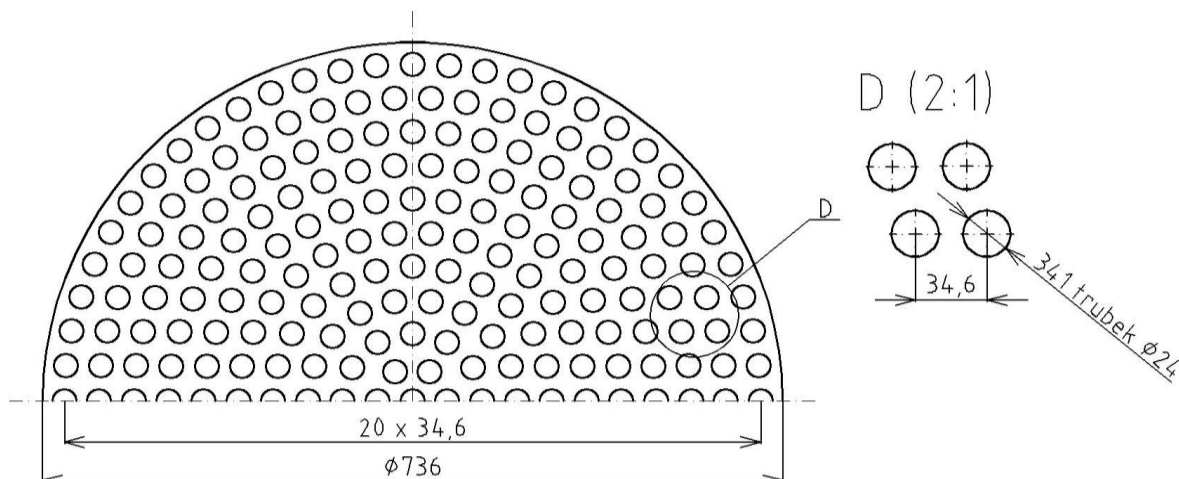
- $d_1 = 16\ \text{mm}$ – vnitřní průměr teplosměnné trubky
- $d_2 = 24\ \text{mm}$ – vnější průměr teplosměnné trubky
- $d = 20\ \text{mm}$ - střední průměr teplosměnné trubky

Uspořádání teplosměnných trubek bylo voleno autorkou diplomové práce jako uspořádání v soustředných kružnicích. Rozteč mezi jednotlivými trubkami je určena průměrem otvoru pro teplosměnnou trubku v trubkovnici a minimálním rozměrem můstku [14]. Rozměr můstku a otvoru vychází z technické normy ČSN 69 6810 – Spojování trubek s trubkovnicemi. Pro kombinovaný spoj trubky s trubkovnicí (svar $\frac{1}{2} U$ + koutový svar) udává norma minimální rozměr můstku 10 mm.

Tab. 4.3 udává průměry obalových trubek a k tomu příslušný počet teplosměnných trubek pro přehřívávanou páru. Výpočet průměru obalových trubek byl proveden v programu MS Excel a je přílohou diplomové práce.

Na obr. 4.4 je znázorněn řez trubkovnicí a zobrazení základních rozměrů potřebných pro výpočet velikosti teplosměnné plochy přehříváku páry.

TEPELNÝ VÝPOČET PŘIHRÍVÁKU PÁRY PRO SYSTÉMY JADERNÉHO A
NEJADERNÉHO PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY



Obr. 4.4 – Schematické zobrazení řezu trubkovnicí

Tab. 4.3 – Vypočtené hodnoty průměru obalové trubky a počtu teplosměnných trubek pro přehřivanou páru

Trubka 24x4			
řada	ø obalové trubky	ø obal. trubky zvětšené	počet trubek
	[mm]	[mm]	[-]
0	34,6	54,6	1
1	93,2	113,2	7
2	162,4	182,4	19
3	231,6	251,6	37
4	300,8	320,8	62
5	370	390	93
6	439,2	459,2	130
7	508,4	528,4	173
8	577,6	597,6	223
9	646,8	666,8	279
10	716	736	341
11	785,2	805,2	410
12	854,4	874,4	485
13	923,6	943,6	566
14	992,8	1012,8	653
15	1062	1082	747
16	1131,2	1151,2	847
17	1200,4	1220,4	953
18	1269,6	1289,6	1066
19	1338,8	1358,8	1185
20	1408	1428	1310

Autorka práce zvolila pro výpočet teplosměnné plochy tyto hodnoty:

- $D_1 = 736$ mm – průměr obalové trubky zvětšené

- $n = 341$ – počet trubek

- Průtočný průřez pro páru:

$$S_{pp} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n = \frac{\pi \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 341 = \mathbf{0,0686 \text{ m}^2}$$

- Průtočný průřez pro sodík:

$$S_s = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n = \frac{\pi \cdot (736 \cdot 10^{-3})^2}{4} - \frac{\pi \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 341 = \mathbf{0,2712 \text{ m}^2}$$

- Ekvivalentní hydraulický průřez pro sodík:

$$d_h = \frac{4 \cdot S_{Vs}}{O} = \frac{4 \cdot 0,2712}{28,02} = \mathbf{0,0387 \text{ m}}$$

$$S_{Vs} = S_s = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n = \frac{\pi \cdot (736 \cdot 10^{-3})^2}{4} - \frac{\pi \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 341 = 0,2712 \text{ m}^2$$

$$O = \pi \cdot D_1 + \pi \cdot d_2 \cdot n = \pi \cdot (736 \cdot 10^{-3}) + \pi \cdot (24 \cdot 10^{-3}) \cdot 341 = 28,02 \text{ m}$$

4.1.4 Výpočet strany sodíku

- Střední teplota sodíku v přehříváku:

$$t_{STs} = \frac{t_{sIN} + t_{sOUT}}{2} = \frac{525 + 340}{2} = \mathbf{432,5^\circ\text{C}}$$

Tab. 4.4 – Termo-fyzikální vlastnosti sodíku pro střední teplotu 432,5°C [13]

$Pr_{STs} [-]^{15}$	$5,07 \cdot 10^{-3}$
$\nu_{STs} [\text{m}^2/\text{s}]$	$31,3 \cdot 10^{-8}$
$\rho_{STs} [\text{kg}/\text{m}^3]$	848,20
$\lambda_{STs} [\text{W}/\text{mK}]$	70,105

- Střední rychlost sodíku v přehříváku:

$$w_{STs} = \frac{m_s}{\rho_{STs} \cdot S_s} = \frac{80,82}{842,20 \cdot 0,2712} = \mathbf{0,3538 \text{ m/s}}$$

- Reynoldsovo číslo¹⁶:

$$Re_{STs} = \frac{w_{STs} \cdot d_h}{\nu_{STs}} = \frac{0,3538 \cdot 0,0387}{31,3 \cdot 10^{-8}} = \mathbf{4,37 \cdot 10^4 [-]}$$

¹⁵ Prandtlovo číslo (podobnostní kritérium), charakterizuje vlastnosti přenosového média

¹⁶ Podobnostní kritérium, vyjadřuje hydrodynamické vlastnosti přenosového média

- Péceletovo číslo:

$$Pe_{STs} = Pr_{STs} \cdot Re_{STs} = (5,07 \cdot 10^{-3}) \cdot (4,37 \cdot 10^4) = \mathbf{221,56 [-]}$$

- Nusseltovo číslo:¹⁷

$$Nu_{STs} = 5 + 0,025 \cdot Pe_{STs}^{0,8} = 5 + 0,025 \cdot 221,56^{0,8} = \mathbf{6,88 [-]}$$

- **Součinitel přestupu tepla pro sodík:**

$$\alpha_{STs} = \frac{Nu_{STs} \cdot \lambda_{STs}}{d_h} = \frac{6,88 \cdot 70,105}{0,0387} = \mathbf{12\,463,11\ W/m^2K}$$

4.1.5 Výpočet strany páry

- Střední teplota páry v přihříváku:

$$t_{STpp} = \frac{t_{pP} + t_{pEX}}{2} = \frac{490 + 243}{2} = \mathbf{366,5^\circ C}$$

Tab. 4.5 – Termo-fyzikální vlastnosti páry pro střední teplotu 366,5°C [12]

Pr _{STpp} [-]	99,02·10 ⁻²
η _{STpp} [Pa.s]	2,29·10 ⁻⁵
ρ _{STpp} [kg/m ³]	10,69
λ _{STpp} [W/mK]	53,8·10 ⁻²

- Střední rychlost páry v přihříváku:

$$w_{STpp} = \frac{m_{pp}}{\rho_{STpp} \cdot S_{pp}} = \frac{31,77}{10,69 \cdot 0,0686} = \mathbf{43,32\ m/s}$$

- Reynoldsovo číslo:

$$Re_{STpp} = \frac{w_{STpp} \cdot d_1 \cdot \rho_{STpp}}{\eta_{STpp}} = \frac{43,32 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 10,69}{2,29 \cdot 10^{-5}} = \mathbf{3,24 \cdot 10^5 [-]}$$

¹⁷ V celém přihříváku páry se na straně sodíku nemění skupenství, je tedy možné použít dle literatury [9] tuto kritériální rovnici pro výpočet Nusseltova čísla:

$$Nu = 5 + 0,025 \cdot Pe^{0,8} [-];$$

vztah platí pro tyto podmínky podobnosti:

$$0,003 \leq Pr \leq 0,05; 10^5 \leq q \leq 2,33 \cdot 10^6\ W/m^2; 10^4 \leq Re \leq 10^6$$

- Nusseltovo číslo¹⁸:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{STpp}} &= 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{STpp}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{STpp}}^{0,43} = 0,021 \cdot (3,24 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (99,02 \cdot 10^{-2})^{0,43} \\ &= \mathbf{535,57 [-]} \end{aligned}$$

- Součinitel přestupu tepla pro páru:

$$\alpha_{\text{STpp}} = \frac{\text{Nu}_{\text{STpp}} \cdot \lambda_{\text{STpp}}}{d_1} = \frac{535,57 \cdot (5,38 \cdot 10^{-2})}{16 \cdot 10^{-3}} = \mathbf{1\ 800,85\ W/m^2K}$$

4.1.6 Výpočet velikosti teplosměnné plochy jedné větve přehříváku pro systémy s jaderným přehříváním páry

- Součinitel prostupu tepla v přehříváku páry:

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{STpp}}} \cdot \frac{d}{d_1} + \frac{d}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{STs}}} \cdot \frac{d}{d_2}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{1\ 800,85} \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-3}} + \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 33,09} \ln \frac{24 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{12\ 463,11} \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{24 \cdot 10^{-3}}} \\ &= \mathbf{1\ 129,57\ W/m^2K} \end{aligned}$$

Literatura [15] udává součinitel tepelné vodivosti pro vybraný materiál trubek 15 313 a pro střední teplotu v přehříváku $\lambda = 33,09\ \text{W/mK}$.

- Výpočet středního logaritmického teplotního spádu pro přehřívák páry: (viz obr. 4.5)

$$\Delta t_1 = t_{\text{SIN}} - t_{\text{pp}} = 525 - 490 = \mathbf{35^\circ C}$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{SOUT}} - t_{\text{pEX}} = 340 - 243 = \mathbf{97^\circ C}$$

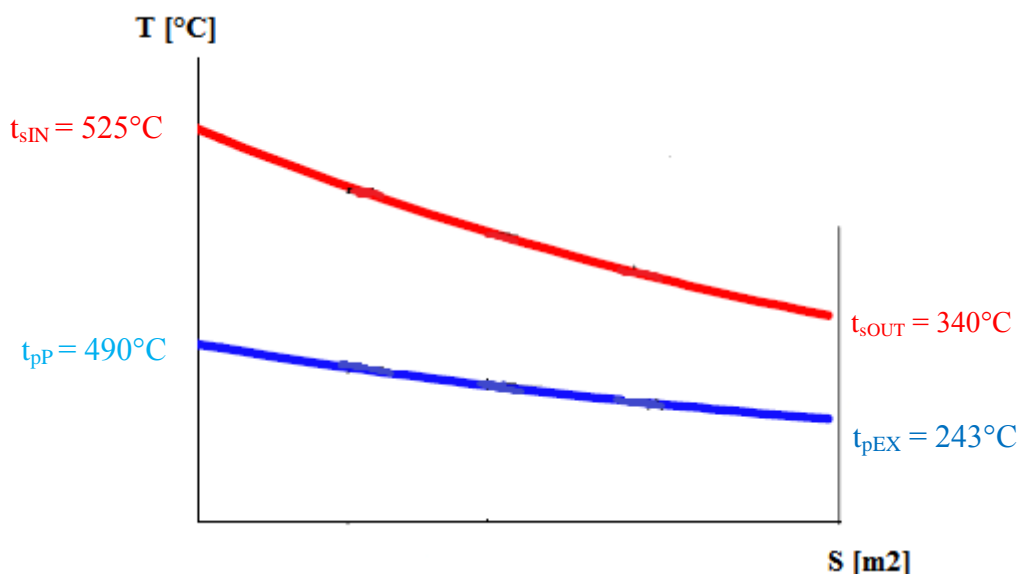
¹⁸ Pro výpočet přehříváku na straně páry byl volen výpočtový vztah dle literatury [9] pro výpočet Nusseltova čísla:

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot c_t [-];$$

kde pro:

$$t \leq 200^\circ\text{C} \quad c_t = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{steny}}} \right)^{0,25}$$

a pro $t \geq 200^\circ\text{C}$ $c_t = 1$; konstantu c_t lze ve výpočtu zanedbat, protože výpočet velikosti teplosměnné plochy ovlivňuje minimálně, rozdíl jsou v mm^2



Obr. 4.5 – Ilustrativní průběh teplot sodíku a páry v přehříváku

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{35 - 97}{\ln \frac{35}{97}} = 60,82^\circ\text{C}$$

- Měrný tepelný tok v přehříváku páry:

$$q = \Delta t \cdot k = 60,82 \cdot 1\,129,57 = 68\,644,02 \text{ W/m}^2$$

- Velikost teplosměnné plochy přehříváku páry:

$$S = \frac{Q_{\text{PRI}}}{q} = \frac{19\,066,13 \cdot 10^3}{68\,644,02} = 277,56 \text{ m}^2$$

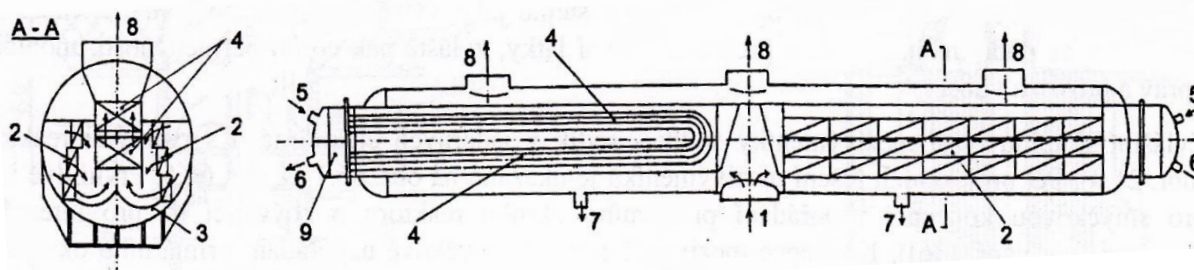
- Návrh střední délky trubek přehříváku páry:

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d \cdot n} = \frac{277,56}{\pi \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 341} = 12,95 \text{ m}$$

Střední délka teplosměnných trubek je 12,95 m. Navrhovaný přehřívák páry je technicky realizovatelný, je splněna podmínka maximální vyrobitelné délky bezešvých trubek.

4.2 Stanovení velikosti výhřevné plochy pro systémy s nejaderným přehříváním páry

Koncepční řešení přehříváku páry pro systémy s nejaderným přehříváním páry vychází z koncepce odlučovač-přehříváku páry pro JE Temelín (turbína Škoda 1000 MW), viz obr. 4.6.



Obr. 4.6 – Schematický řez odlučovákem – přehřívákem páry pro turbínu Škoda 1000 MW (JE Temelín) [13]

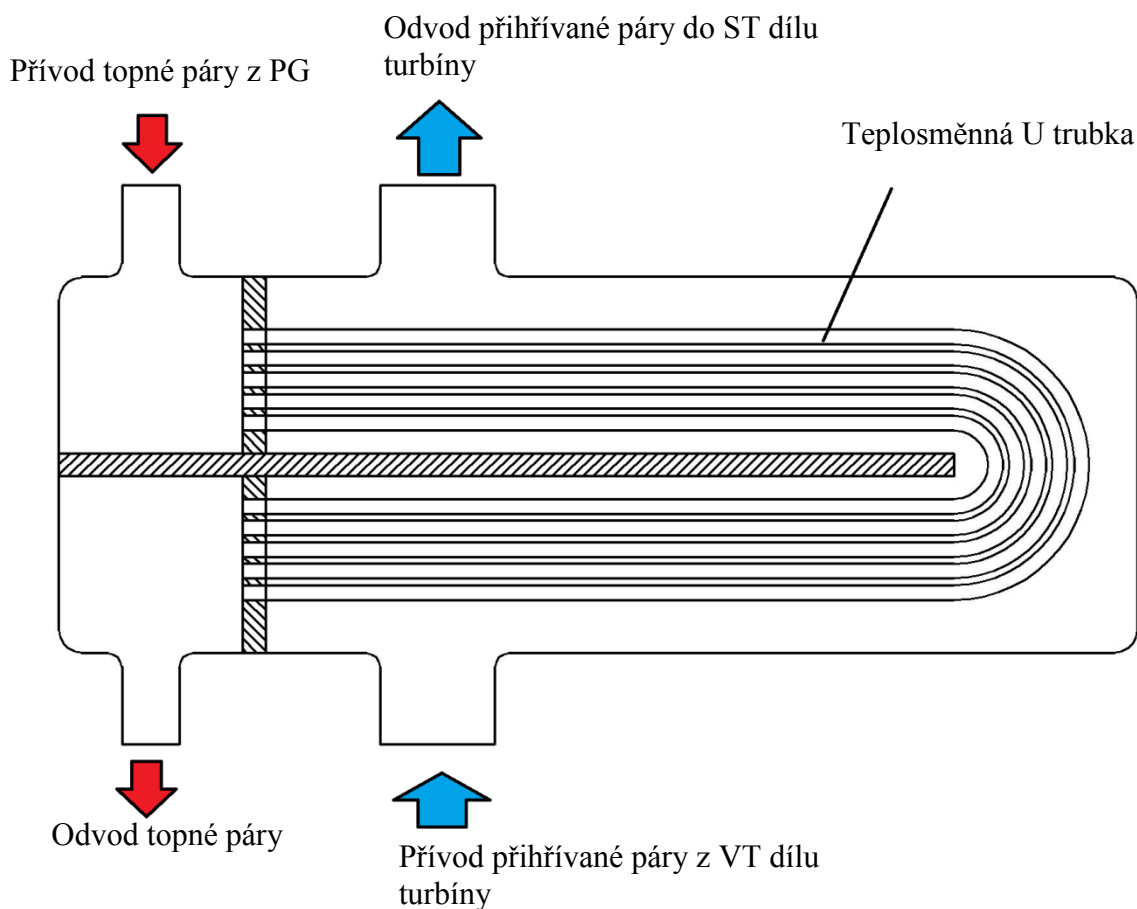
Legenda k obr. 4.6:

1 – vstup mokré páry, 2 – kazety žaluziového separátoru vlhkosti, 3 – vodící plechy, 4 – trubkový přehřívák, 5 – vstup topné páry, 6 – výstup kondenzátu z topné páry, 7 – výstup odloučené vody, 8 – výstup přehřívané páry, 9 – výstupní komora

Odlučovák – přehřívák je válcová nádoba o průměru 3,5 m a celkové délce 32 m. Odlučovák - přehřívák páry se skládá z části odlučovací a z části přehřívací. V části odlučovací prochází mokrá pára po expanzi na VT dílu turbíny žaluziovými separátory vlhkosti a poté je vedena do části přehřívací, kde je přehřívána ostrou admisní parou z parogenerátoru na dané parametry. Topná pára je vedena uvnitř teplosměnných trubek, přehřívána pára je vedena vně teplosměnných trubek. Turbíně přísluší dva vertikálně umístěné odlučováky – přehříváky, umístěné na podlaze strojovny umístěné s osou turbíny po obou jejích stranách. Tepelný výkon obou odlučováků – přehříváků činí 230 MWt, což odpovídá velikosti teplosměnné plochy 7 520 m². [13]

4.2.1 Tepelný výpočet velikosti teplosměnné plochy pro systémy s nejaderným přehříváním páry

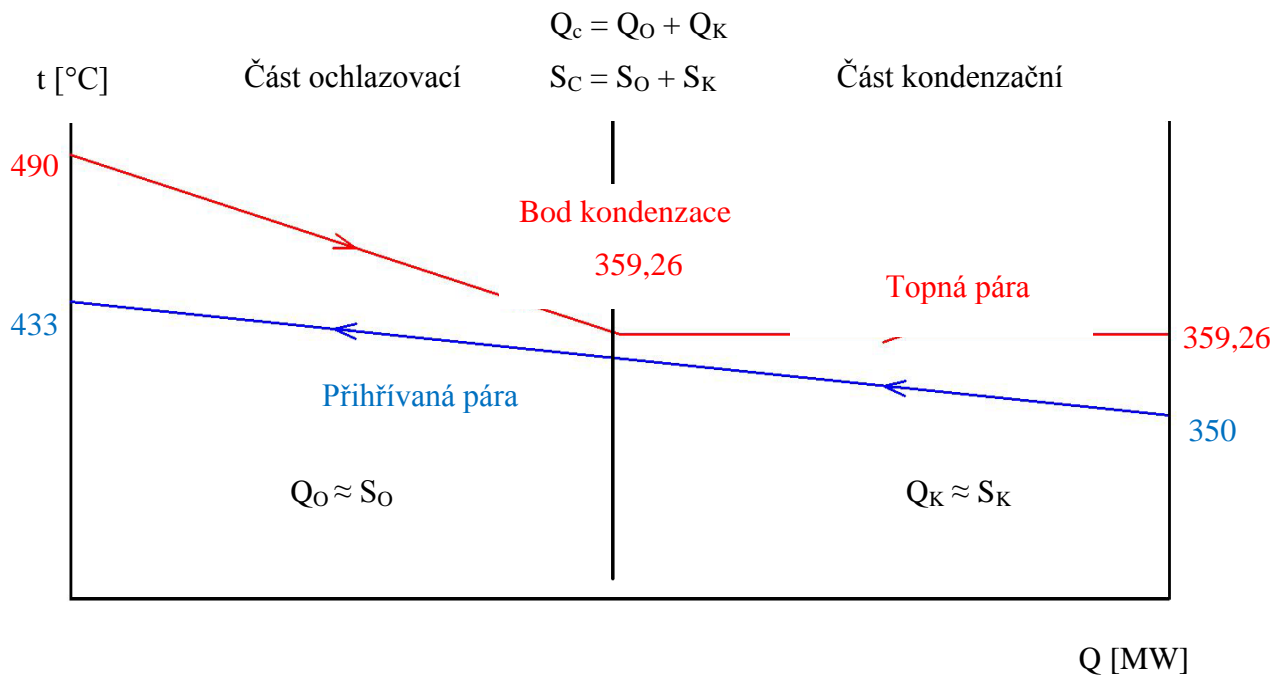
U zadaného systému s nejaderným přehříváním páry jsou výstupní parametry páry po expanzi na VT dílu turbíny teplota 350°C/tlak 7,3 MPa v oblasti přehřáté páry, není tedy nutné v uvažované koncepci přehříváku páry pro systémy s nejaderným přehříváním řešit odlučovací část přehříváku páry (viz obr. 3.8). Koncepce přehříváku páry bude volena jako výměník tepla s křížovým proudem s U trubkami, kde topná pára proudí uvnitř teplosměnných trubek a přehřívána pára proudí vně teplosměnných trubek, viz obr. 4.7.



Obr. 4.7 – Schematické zobrazení navrhované koncepce přehříváku pro systémy s nejaderným přehříváním

Topná pára je přiváděna z parogenerátoru o zadaných parametrech a uvnitř teplosměnných trubek je ochlazena na teplotu kondenzace. Přehřívaná pára je přiváděna po částečné expanzi na VT dílu turbíny, je ohřátá na dané parametry a vedena na ST díl turbíny, (viz obr. 2.4).

Topná pára v teplosměnných trubkách kondenzuje. Pro zjednodušení výpočtu je strana topné páry rozdělena na část ochlazovací a část kondenzační, viz obr. 4.8. S kondenzací topné páry uvnitř teplosměnné plochy je spojena řada problémů. Nejvýznamnější z nich pulsující charakter dvoufázového proudění voda-pára. Při kondenzaci vodní páry vznikají v koncových částech vodní zátky, které mezi sebou uzavírají parní bubliny, což má za následek vznik pulsů. [13] Výpočet dvoufázového proudění však není náplní diplomové práce.

Obr. 4.8 – t - Q diagram

Navrhovaná koncepce přehříváku páry vychází z konstrukce přehříváku–odlučováku páry na ETE.

Informace o přehříváku–odlučováku páry dostupné z literatury [13]:

- na jednu turbínu o výkonu 1000 MW připadají dva přehříváky–odlučováky páry umístěné horizontálně s osou turbíny
- celková velikost teplosměnné plochy pro oba přehříváky–odlučováky páry – 7 520 m²
- celkový tepelný výkon pro oba přehříváky–odlučováky páry – 230 MW
- \varnothing přehříváku–odlučováku páry – 3,5m
- celková délka jednoho přehříváku–odlučováku – 32 m
- vstupní parametry páry do přehříváku odpovídají: teplota 200°C, tlak 0,7 MPa, pára se ohřeje o 80 °C

Informace o přehříváku–odlučováku páry poskytnuté doc. Fiedlerem:

- \varnothing trubkovnice – 2 m, umístění teplosměnných trubek však není do kružnice, ale do obdélníku, který je do této kružnice vepsán, viz obr. 4.9
- celkový počet teplosměnných trubek – 3 200, tzn. na jeden přehřívák–odlučovák páry připadá 1 600 vlásenkových U trubek
- \varnothing teplosměnných trubek – 16x1,5 mm
- materiál teplosměnných trubek – ocel tř. 17
- uspořádání teplosměnných trubek je do vrcholů rovnostranného trojúhelníku
- přehřívání páry v přehříváku–odlučováku není usměrňována přepážkami, nacházejí se zde nosné distanční mřížky pro svazek teplosměnných trubek ve vzdálenostech 0,75 m



Obr. 4.9 – Detail trubkovnice pro přehřívák-odlučovák páry na ETE [34]

Zadané hodnoty pro výpočet přehříváku páry pro systémy s nejaderným přehříváním páry:

- Teplota topné páry na výstupu z PG: 490°C
- Tlak topné páry na výstupu z PG: 18,5 MPa

Z kapitoly 3 byly dle optimalizace tepelných oběhů navrženy hodnoty parametrů páry na přehřívání.

- Teplota páry po expanzi na VT dílu turbíny: 350°C
- Tlak páry po expanzi na VT dílu turbíny: 7,3 MPa
- Teplota přehřívané páry po ohřátí v přehříváku páry: 460°C
- Tlak přehřívané páry po ohřátí v přehříváku páry: 7,3 MPa

Z kapitoly 3 byl dle optimalizace tepelných oběhů stanoveny hmotnostní toky páry do přehříváku páry a hmotnostní tok přehřívané páry.

- Hmotnostní tok topné páry z PG do přehříváku páry: 197 kg/s
- Hmotnostní tok přehřívané páry do přehříváku páry: 1 248 kg/s

Předpoklady výpočtu:

- Přehřívák páry je počítán jako jeden celek

- Při výpočtu je uvažována střední teplota v přihříváku na straně topné a přihřívané páry

4.2.2 Tepelná bilance

Tab. 4.6 – Entalpie páry při dané teplotě a tlaku [12]

Pára	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]
i_{tpIN}	490	18,50	3230,70
i_{tpOUT}	359,26	18,50	2488,50
i_{tpK}	359,26	18,50	1754
i_{ppIN}	350	7,30	3008,40
i_{ppOUT}	460	7,30	3308,90

Tepelný výkon přihříváku páry na straně topné páry:

- rozdíl entalpie v přihříváku páry na straně topné páry se skládá z rozdílu entalpie potřebné na ochlazení páry na teplotu kondenzace a z rozdílu entalpie na kondenzaci páry (kondenzační teplo)

$$\begin{aligned}\Delta i_{tp} &= \Delta i_o + \Delta i_k = (\Delta i_{tpIN} - \Delta i_{tpOUT}) + (\Delta i_{tpOUT} - \Delta i_k) \\ &= (3\,230,70 - 2\,488,50) + (2\,488,50 - 1\,754) \\ &= \mathbf{1\,476,70 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

$$Q_{tp} = m_{tp} \cdot \Delta i_{tp} = 197 \cdot 1\,476,70 = \mathbf{291 \text{ MW}}$$

Tepelný výkon přihříváku páry na straně přihřívané páry:

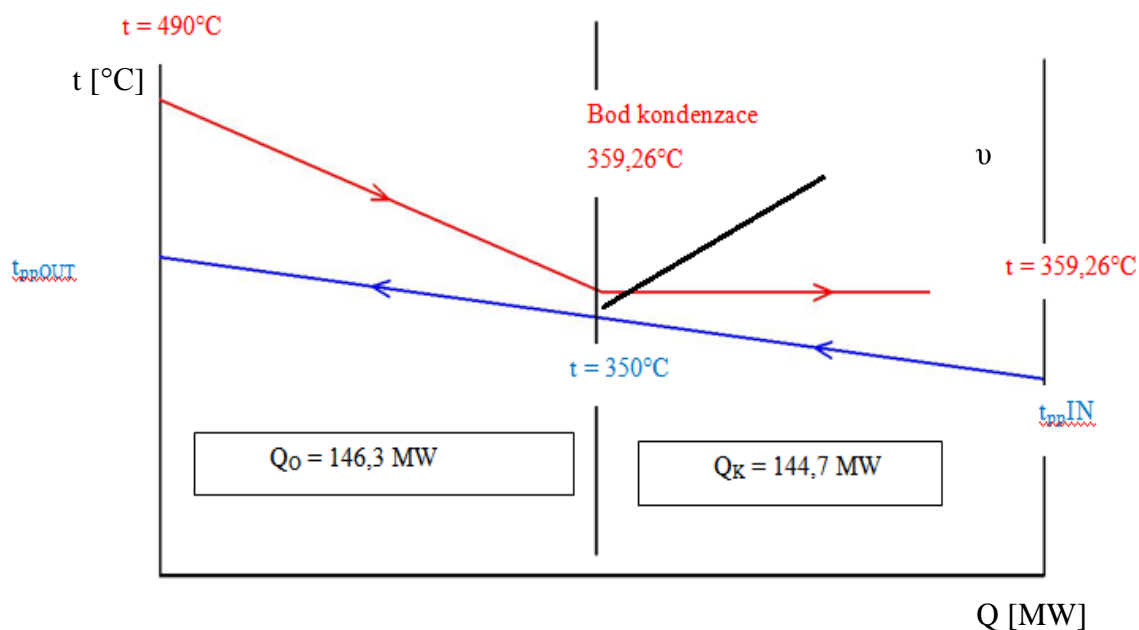
$$\begin{aligned}Q_{pp} &= m_{pp} \cdot \Delta i_{pp} = m_{pp} \cdot (\Delta i_{ppOUT} - \Delta i_{ppIN}) = 1\,248 \cdot (3\,308,90 - 3\,008,40) \\ &= \mathbf{375 \text{ MW}}\end{aligned}$$

Tepelné výkony se na straně topné a přihřívané páry nerovnají. Z hlediska optimalizace tepelných oběhů (viz. kapitola 3) je tento přihřívák páry z termodynamického hlediska nekonstruovatelný.

Pro výpočet teplosměnné plochy přihříváku páry je tedy nutné změnit hmotnostní průtok páry nebo snížit teplotu přihřívané páry, aby byla zachována tepelná bilance a bylo možné přihřívák navrhnout z hlediska termodynamiky.

Autorka diplomové práce navrhla jako řešení problému snížit teplotu přihřívané páry, viz obr. 4.10. Toto řešení však povede ke snížení termodynamické účinnosti oběhu. Na straně přihřívané páry jsou známy přenášené tepelné výkony od topné páry a bod o teplotě 350°C, který je na hranici ochlazovací a kondenzační části přihříváku páry. Autorka volila nedohřev $\vartheta = 9,26 \text{ °C}$. Je tedy možné určit teplotu vstupní a výstupní přihřívané páry tak, aby byla zachována tepelná bilance přihříváku páry.

TEPELNÝ VÝPOČET PŘIHRÍVÁKU PÁRY PRO SYSTÉMY JADERNÉHO A
NEJADERNÉHO PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY



Obr. 4.10 – Tepelná bilance přehříváku páry

- Výpočet vstupní teploty přehřívákové páry:

$$Q_{pp} = m_{pp} \cdot \Delta i_{pp} = m_{pp} \cdot (\Delta i_{pp350} - \Delta i_{ppIN}) \rightarrow -\Delta i_{ppIN} = \frac{Q_{tp}}{m_{pp}} - \Delta i_{pp350}$$

$$= \frac{144,7 \cdot 10^3}{1\,248,74} - 3\,008,4 = \mathbf{2\,892\text{ kJ/kg}}$$

Této hodnotě entalpie odpovídá dle [12] teplota **316,20 °C** při zachování hodnoty tlaku 7,3 MPa.

- Výpočet výstupní teploty přehřívákové páry:

$$Q_{pp} = m_{pp} \cdot \Delta i_{pp} = m_{pp} \cdot (\Delta i_{ppOUT} - \Delta i_{pp350}) \rightarrow \Delta i_{ppIN} = \frac{Q_{tp}}{m_{pp}} + \Delta i_{pp350}$$

$$= \frac{146,3 \cdot 10^3}{1\,248,74} + 3\,008,4 = \mathbf{3\,125\text{ kJ/kg}}$$

Této hodnotě entalpie odpovídá dle [12] teplota **390 °C** při zachování hodnoty tlaku 7,3 MPa.

Tab. 4.7 – Entalpie páry při dané teplotě a tlaku [12]

Pára	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]
i_{tpIN}	490	18,50	3230,70
i_{tpOUT}	359,26	18,50	2488,
i_{tpK}	359,26	18,50	1754
i_{ppIN}	316,20	7,30	2892
i_{ppOUT}	390	7,30	3125

4.2.3 Stanovení průtočných průřezů

Dle normy ČSN 1310 20 – Hlavní rozměry bezešvých potrubí - byly zvoleny pro jmenovitý tlak (320 bar) a nejvyšší pracovní přetlak (20 MPa; pracovní stupeň III-IX) tyto rozměry:

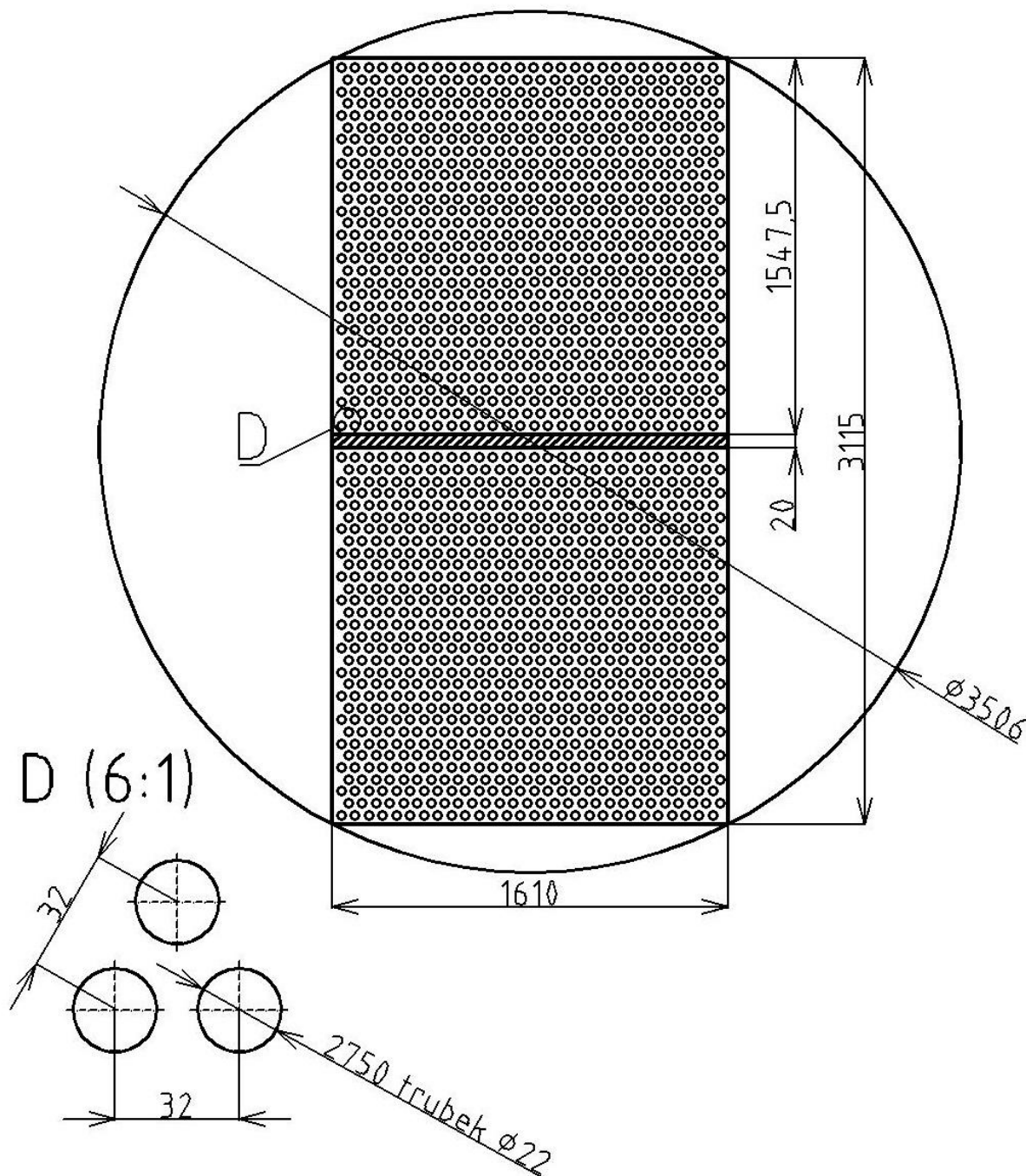
DN 15

- $d_1 = 14$ mm – vnitřní průměr teplosměnné trubky
- $d_2 = 22$ mm – vnější průměr teplosměnné trubky
- $d = 18$ mm - střední průměr teplosměnné trubky

Uspořádání teplosměnných trubek bylo voleno autorkou diplomové práce. Autorka volila uspořádání teplosměnných trubek ve vrcholech rovnostranného trojúhelníku. Rozteč mezi jednotlivými trubkami je určena průměrem otvoru pro teplosměnnou trubku v trubkovnici a minimálním rozměrem můstku [14]. Rozměr můstku a otvoru vychází z technické normy ČSN 69 6810 – Spojování trubek s trubkovnicemi. Pro kombinovaný spoj trubky s trubkovnicí (svar $\frac{1}{2}$ U + koutový svar) udává norma minimální rozměr můstku 10 mm.

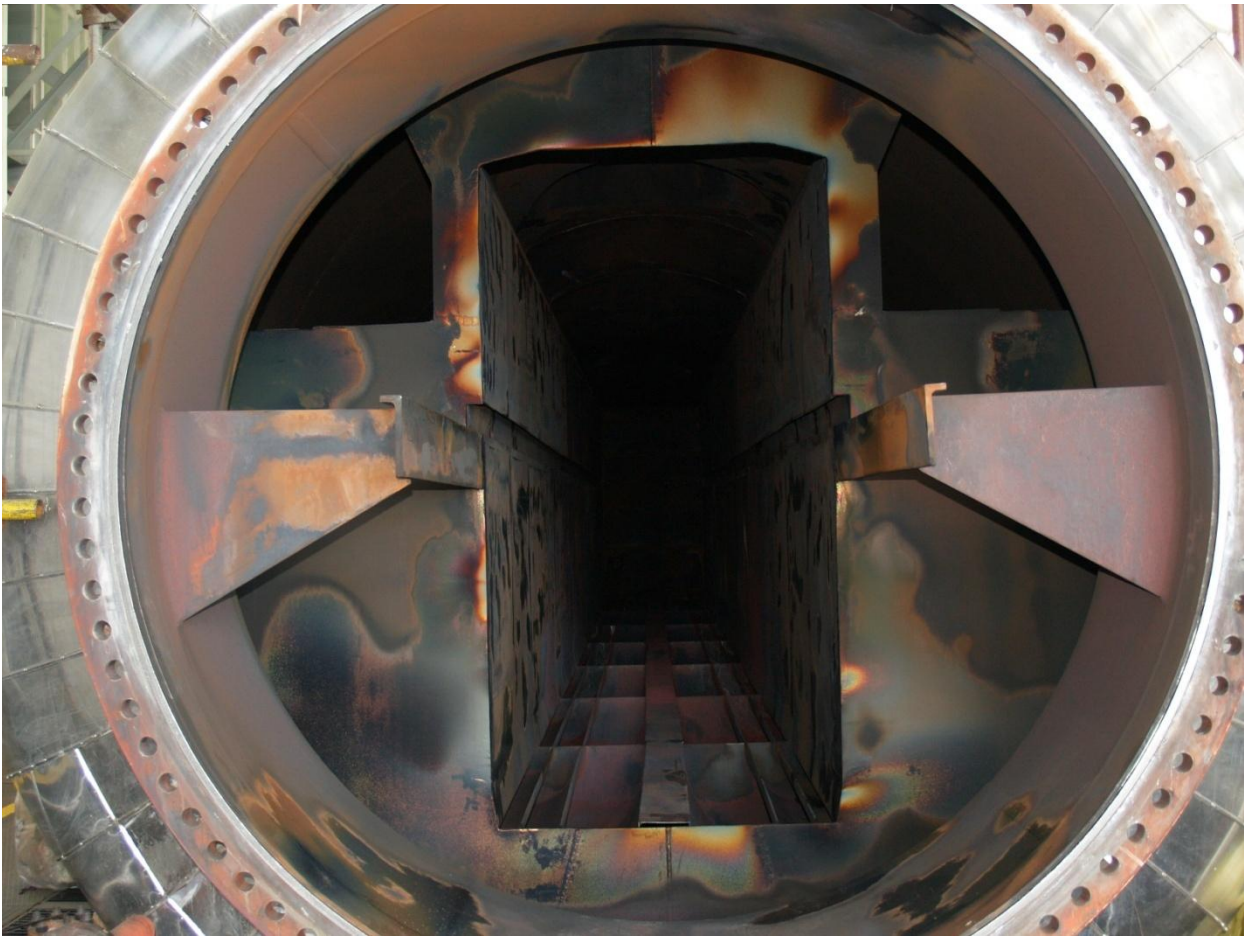
Tvar trubkovnice vychází z konstrukčního návrhu přihříváku-odlučováku páry na ETE, trubkovnice tedy bude mít tvar obdélníku o rozměrech 3 115x1 610 mm, viz obr. 4.11, tento obdélník je vepsán do kružnice o \varnothing 3 506 mm.

Celkový počet teplosměnných trubek otvorů v trubkovnici je vypočten na 5 500, počet U trubek jako takových je stanoven na 2 750, tedy 2750 otvorů pro vstup topné páry a 2 750 otvorů pro odvod kondenzátu, viz obr. 4.11. Průtočný průřez pro přihřívanou páru je stanoven jako obdélník o rozměrech 1 547,5x1 610 mm s počtem teplosměnných U trubek 2 750.



Obr. 4.11 – Schematické znázornění trubkovnice pro navrhovaný přehřívák páry pro systémy s nejaderným přehříváním páry

Trubkový svazek je vestaven do válcového pláště a obestaven plechy pro usměrnění proudu páry, viz obr. 4.12. Volba válcového pláště je z důvodu snadné vyrobitelnosti a jednoduššího výpočtu.



Obr. 4.12 – Válcový plášť pro trubkový svazek na ETE [34]

Materiálem teplosměnných trubek je na doporučení doc. Fiedlera volena ocel 15 313, která je vhodná pro konstrukci tlakových zařízení v energetice.

- Průtočný průřez pro topnou páru:

$$S_{tp} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n = \frac{\pi \cdot (14 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 2750 = \mathbf{0,42 \text{ m}^2}$$

- Průtočný průřez pro přehřívanou páru:

$$S_{pp} = a \cdot b - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n = (1547,5 \cdot 1610) \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot (22 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 2750 = \mathbf{1,45 \text{ m}^2}$$

- Ekvivalentní hydraulický průřez pro přehřívanou páru:

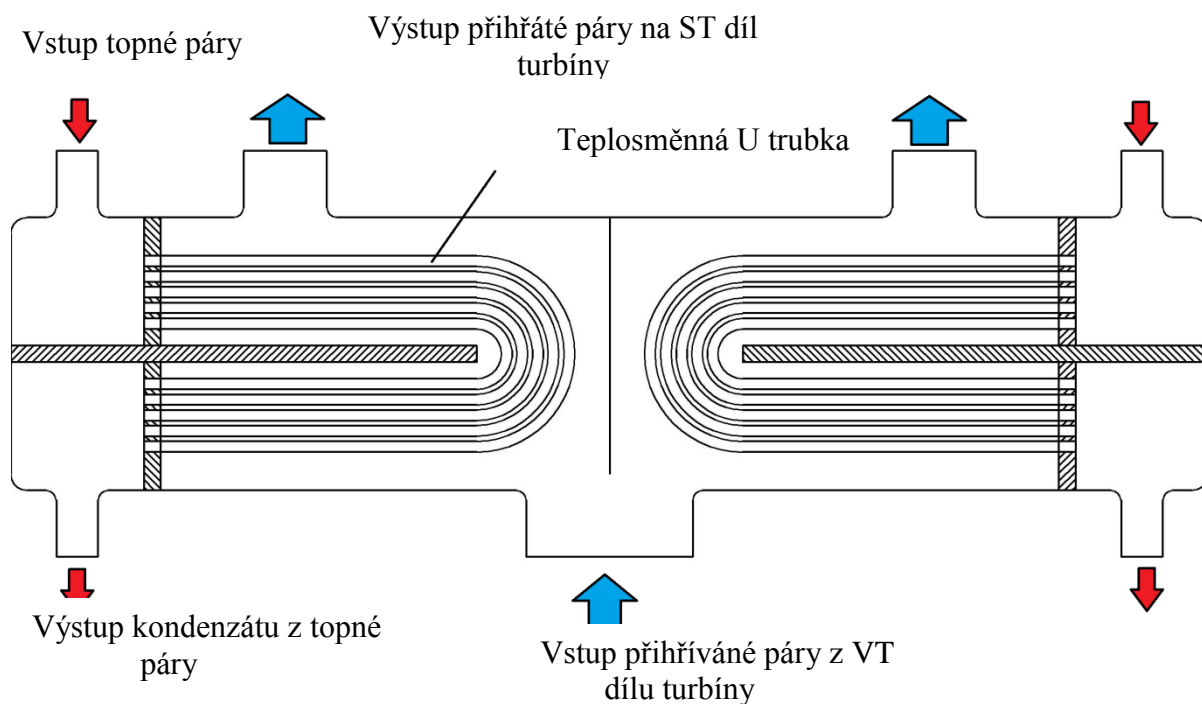
$$d_h = \frac{4 \cdot S_{vp}}{O} = \frac{4 \cdot 1,45}{196,38} = \mathbf{2,9 \cdot 10^{-2} \text{ m}}$$

$$S_{vp} = S_{pp} = a \cdot b - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n = (1547,5 \cdot 1610) \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot (22 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 2750 = \mathbf{1,45 \text{ m}^2}$$

$$0 = (a + b) \cdot 2 + \pi \cdot d_2 \cdot n = \\ = (10^{-3} \cdot (1\,547,5 \cdot 1\,610) \cdot 2) + \pi \cdot (22 \cdot 10^{-3}) \cdot 2\,750 = 196,38 \text{ m}$$

4.2.4 Výpočet strany topné páry

- **část ochlazovací** – topná pára je ochlazena na teplotu kondenzace páry při konstantní hodnotě tlaku 18,5 MPa; výpočtová teplota je brána jako střední hodnota mezi vstupní teplotou a teplotou kondenzace topné páry
- **výpočet bude proveden s polovičním hmotnostním tokem topné páry** – viz obr. 4.13



Obr. 4.13 – Schematický návrh přehříváku páry pro systémy s nejaderným přehříváním páry

Přehříváná pára jdoucí z VT dílu turbíny je u vstupního hrdla přehříváku páry rozdělena na dva proudy o stejném hmotnostním toku páry. Přehřívání probíhá ve dvou přehřívácích páry o stejném výkonu. Přehřátá pára vystupuje dvěma výstupními hrdly a je vedena na ST díl turbíny.

- Střední teplota topné páry:

$$t_{OSTtp} = \frac{t_{tpIN} + t_{tpOUT}}{2} = \frac{490 + 359,26}{2} = 424,63^{\circ}\text{C}$$

Tab. 4.8 – Termo-fyzikální vlastnosti topné páry pro střední teplotu 424,63°C [12]

Pr_{STOtp} [-]	1,31
η_{STOtp} [Pas]	$2,65 \cdot 10^{-5}$
ρ_{STOtp} [kg/m ³]	77,76
λ_{STOtp} [W/mK]	$8,81 \cdot 10^{-2}$

- Střední rychlost topné páry:

$$w_{\text{STOtp}} = \frac{m_{\text{tp}}}{\rho_{\text{STOtp}} \cdot S_{\text{tp}}} = \frac{98,5}{77,76 \cdot 0,42} = 3,02 \text{ m/s}$$

- Reynoldsovo číslo:

$$Re_{\text{STOtp}} = \frac{w_{\text{STOtp}} \cdot d_1 \cdot \rho_{\text{STOtp}}}{\eta_{\text{STOtp}}} = \frac{3,02 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 77,76}{2,65 \cdot 10^{-5}} = 1,24 \cdot 10^5 [-]$$

- Nusseltovo číslo¹⁹:

$$Nu_{\text{STOtp}} = 0,023 \cdot Re_{\text{STOtp}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{STOtp}}^{0,3} = 0,023 \cdot (1,24 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (1,31)^{0,3} = 296,24 [-]$$

- **Součinitel přestupu tepla pro část ochlazovací:**

$$\alpha_{\text{STOtp}} = \frac{Nu_{\text{STOtp}} \cdot \lambda_{\text{STOtp}}}{d_1} = \frac{296,24 \cdot (8,81 \cdot 10^{-2})}{14 \cdot 10^{-3}} = 1\,713,96 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- **část kondenzační** – topná pára kondenzuje při konstantním tlaku 18,5 MPa, čemuž odpovídá teplota kondenzace 359,26°C
- **výpočet je proveden s polovičním hmotnostním tokem přehřívané páry** – viz navrhovaná koncepce přehříváku páry (obr. 4.13)

Dle literatury [17] existuje několik typů blánové kondenzace uvnitř horizontálních trubek. Pro výpočet teplosměnné plochy je třeba určit koeficient přestupu tepla, který závisí na tom, zde v dané oblasti mají větší vliv gravitační síly nebo na třecí síly nezkondenzované složky. Aby se dalo určit, která hnací síla je pro blánovou kondenzaci rozhodující, byly zavedeny následující výpočtové vztahy pro dimensionální hustotu toku tekutiny a Lockhart-Martinelliho parametr. Na základě těchto výpočtů je možné určit, jakým způsobem blánová kondenzace probíhá. Pokud má pára malou rychlost, tím pádem má i malou hodnotu hustoty toku tekutiny, jsou zde dominantní gravitační síly a kondenzace je vlnitá a rozvrstvená. Naopak při vysokých hodnotách rychlosti páry má v oblasti rozhodující vliv třecí síly nezkondenzované složky a kondenzace je mlhová a kruhovitá.

Literatura udává několik způsobů, jak vypočítat součinitele přestupu tepla. Autorka diplomové práce zvolila postup podle Shaha, protože výpočtový vztah je možné použít pro vodu a vodní páru.

¹⁹ Literatura [18] doporučuje použít pro výpočet Nusseltova čísla výpočetní vztah $Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$; výpočetní vztah platí pro plně vyvinutou turbulentní proudění $0,6 \leq Pr \leq 160$; $Re \geq 10\,000$; $n = 0,4$ – tekutina se v trubce ohřívá, $n = 0,3$ – tekutina se v trubce ochlazuje

Tab. 4.9 – Termo-fyzikální vlastnosti topné páry pro teplotu kondenzace 359,26°C [12]

Pr_{STKtp} [-]	3,89
η_{STKtp} [Pas]	$2,55 \cdot 10^{-5}$
ρ_{STKtp} [kg/m ³]	141,20
λ_{STKtp} [W/mK]	0,17
x_{STKtp}^{20} [-]	$1,77 \cdot 10^{-5}$

- Střední rychlost topné páry v kondenzační části:

$$w_{STKtp} = \frac{m_{tp}}{\rho_{Ktp} \cdot S_{tp}} = \frac{98,5}{141,20 \cdot 0,42} = \mathbf{1,66 \text{ m/s}}$$

- Hustota toku tekutiny:

$$G = \rho_{STKtp} \cdot w_{KSTtp} = 141,20 \cdot 1,66 = \mathbf{232,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}$$

- Dimensionální hustota toku tekutiny:

$$j_g = \frac{x \cdot G}{\sqrt{g \cdot d_1 \cdot \rho_{STOtp} \cdot (\rho_{STKtp} - \rho_{STOtp})}} = \frac{1,77 \cdot 10^{-5} \cdot 232,67}{\sqrt{9,81 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 77,76 \cdot (141,20 - 77,76)}} = \mathbf{1,59 \cdot 10^{-4}}$$

- Lockhart-Martinelliho parametr:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_{STOtp}}{\rho_{STKtp}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta_{STKtp}}{\eta_{STOtp}}\right)^{0,1} \\ = \left(\frac{1 - 1,77 \cdot 10^{-5}}{1,77 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{77,76}{141,20}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{2,55 \cdot 10^{-5}}{2,65 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,1} = \mathbf{1,40 \cdot 10^4}$$

Podle literatury [17] je tedy blánová kondenzace mlhového charakteru a dominují zde jak gravitační síly, tak třecí síly nezkondenzované složky.²¹

²⁰ Suchost páry při dosažení bodu kondenzace (teplota 359,26°C, tlak 18,5 MPa, entalpie 1754 kJ/kg)

²¹ Literatura [17] uvádí, že pro hodnoty

$j_g > 1,5$ a $X_{tt} < 1,0$ – blánová kondenzace je mlhová a kruhovitá, dominantní je zde třecí síla nezkondenzované složky

$j_g < 0,5$ a $X_{tt} < 1,0$ – blánová kondenzace je vlnová a rozvrstvená, dominantní jsou gravitační síly

$j_g < 0,5$ a $X_{tt} > 1,5$ – blánová kondenzace je mlhového charakteru, dominantní jsou jak gravitační síly, tak třecí síly nezkondenzované složky

$j_g > 1,5$ a $X_{tt} < 1,5$ – blánová kondenzace je bublinkového charakteru, dominantní jsou jak gravitační síly, tak třecí síly nezkondenzované složky

- Součinitel přestupu tepla pro kapalnou fázi:

$$\begin{aligned}\alpha_K &= 0,023 \cdot \left[\frac{G \cdot (1-x) \cdot d_1}{\eta_{\text{STKtp}}} \right]^{0,8} \cdot \frac{\text{Pr}^{0,4} \cdot \lambda_{\text{STKtp}}}{d_1} \\ &= 0,023 \cdot \left[\frac{232,67 \cdot (1 - 1,77 \cdot 10^{-5}) \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{2,55 \cdot 10^{-5}} \right]^{0,8} \cdot \frac{3,89^{0,4} \cdot 0,17}{14 \cdot 10^{-3}} \\ &= \mathbf{5\ 918,98\ W/m^2K}\end{aligned}$$

- Korelační faktor Z:

$$Z = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{STKtp}}^{0,4} = \left(\frac{1 - 1,77 \cdot 10^{-5}}{1,77 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 3,89^{0,4} = \mathbf{10\ 904,23}$$

- **Součinitel přestupu tepla pro část kondenzační:**

$$\alpha_{\text{Ktp}} = \alpha_K \cdot \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}} \right) = 5\ 918,98 \cdot \left(1 + \frac{3,8}{10\ 904,23^{0,95}} \right) = \mathbf{5\ 922,26\ W/m^2K}$$

Literatura [13] udává hodnotu součinitele přestupu tepla při blánové kondenzaci 5000 – 18 000 W/m²K. Vypočtené hodnoty tedy lze pokládat za reálné a zvolený postup výpočtu za správný.

4.2.5 Výpočet strany přehřívání páry

Stranu přehřívání páry je opět nutno rozdělit na část ohřívací a část kondenzační. V ohřívací části je způsoben ohřev topnou parou odpovídající tepelnému výkonu části ochlazovací topné páry. V části kondenzační je přehřívání páry ohříváno pomocí kondenzačního tepla odpovídajícímu tepelnému výkonu na straně kondenzační topné páry.

Část ohřívací

- **výpočet je proveden s polovičním hmotnostním tokem přehřívání páry** – viz navrhovaná koncepce přehříváku páry, viz obr. 4.13.
- Střední teplota přehřívání páry:

$$t_{\text{OSTpp}} = \frac{t_{\text{ppOUT}} + t_{\text{pp350}}}{2} = \frac{350 + 390}{2} = \mathbf{370^\circ\text{C}}$$

Tab. 4.10 – Termo-fyzikální vlastnosti přehřívání páry pro střední teplotu 370°C [12]

Pr_{STOpp} [-]	1,11
η_{STOpp} [Pas]	2,30·10 ⁻⁵
ρ_{STOpp} [kg/m³]	28,21
λ_{STOpp} [W/mK]	6,1·10 ⁻²

- Střední rychlost topné páry:

$$w_{\text{STOpp}} = \frac{m_{\text{pp}}}{\rho_{\text{STOpp}} \cdot S_{\text{pp}}} = \frac{624}{28,21 \cdot 1,45} = \mathbf{15,25\ m/s}$$

TEPELNÝ VÝPOČET PŘIHRÍVÁKU PÁRY PRO SYSTÉMY JADERNÉHO A
NEJADERNÉHO PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY

- Reynoldsovo číslo:

$$Re_{STOPP} = \frac{w_{STOPP} \cdot d_h \cdot \rho_{STOPP}}{\eta_{STOPP}} = \frac{15,25 \cdot 2,9 \cdot 10^{-2} \cdot 28,21}{2,30 \cdot 10^{-5}} = 5,42 \cdot 10^5 [-]$$

- Nusseltovo číslo²²:

$$Nu_{STOPP} = 0,023 \cdot Re_{STOPP}^{0,8} \cdot Pr_{STOPP}^{0,4} = 0,023 \cdot (5,42 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (1,11)^{0,4} = 926,95[-]$$

- **Součinitel přestupu tepla pro část ohřívací:**

$$\alpha_{STOPP} = \frac{Nu_{STOPP} \cdot \lambda_{STOPP}}{d_h} = \frac{926,95 \cdot 6,1 \cdot 10^{-2}}{2,9 \cdot 10^{-2}} = 1\,949,80 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Část kondenzační

- **výpočet je proveden s polovičním hmotnostním tokem přehřívání páry** – viz navrhovaná koncepce přehříváku páry, viz obr. 4.13.

- Střední teplota přehřívání páry:

$$t_{STKpp} = \frac{t_{ppIN} + t_{pp350}}{2} = \frac{316,20 + 350}{2} = 333,1^\circ\text{C}$$

Tab. 4.11 – Termo-fyzikální vlastnosti přehřívání páry pro střední teplotu 333,1°C [12]

Pr_{STKpp} [-]	1,22
η_{STKpp} [Pas]	2,13·10 ⁻⁵
ρ_{STKpp} [kg/m³]	31,47
λ_{STKpp} [W/mK]	6·10 ⁻²

- Střední rychlost topné páry:

$$w_{STKpp} = \frac{m_{pp}}{\rho_{STKpp} \cdot S_{pp}} = \frac{624}{31,47 \cdot 1,45} = 13,67 \text{ m/s}$$

- Reynoldsovo číslo:

$$Re_{STKpp} = \frac{w_{STKpp} \cdot d_h \cdot \rho_{STKpp}}{\eta_{STKpp}} = \frac{13,67 \cdot 2,9 \cdot 10^{-2} \cdot 31,47}{2,13 \cdot 10^{-5}} = 7,01 \cdot 10^5 [-]$$

- Nusseltovo číslo:

$$\begin{aligned} Nu_{STKpp} &= 0,023 \cdot Re_{STKpp}^{0,8} \cdot Pr_{STKpp}^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot (7,01 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (1,22)^{0,4} = 1\,182,62 [-] \end{aligned}$$

²² Literatura [18] doporučuje použít pro výpočet Nusseltova čísla výpočetní vztah $Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$; výpočetní vztah platí pro plně vyvinutou turbulentní proudění $0,6 \leq Pr \leq 160$; $Re \geq 10\,000$; $n = 0,4$ – tekutina se v trubce ohřívá, $n = 0,3$ – tekutina se v trubce ochlazuje

- **Součinitel přestupu tepla pro část kondenzační:**

$$\alpha_{\text{STKpp}} = \frac{\text{Nu}_{\text{STKpp}} \cdot \lambda_{\text{STKpp}}}{d_h} = \frac{1 \cdot 182,62 \cdot 6 \cdot 10^{-2}}{2,9 \cdot 10^{-2}} = \mathbf{2\,446,8\, \text{W/m}^2\text{K}}$$

4.2.6 Výpočet velikosti teplosměnné plochy pro systémy s nejaderným přehříváním páry

- Součinitel prostupu tepla v části ochlazovací:

$$k_O = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{STOtp}}} \cdot \frac{d}{d_1} + \frac{d}{2 \cdot \lambda_m} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{STOpp}}} \cdot \frac{d}{d_2}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1\,713,96} \cdot \frac{18 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}} + \frac{18 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 33,27} \ln \frac{22 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{1\,949,80} \cdot \frac{18 \cdot 10^{-3}}{22 \cdot 10^{-3}}}$$

$$= \mathbf{774,59\, \text{W/m}^2\text{K}}$$

Literatura [15] udává součinitel tepelné vodivosti pro vybraný materiál trubek 15 313 a pro střední teplotu v přehříváku páry v části ochlazovací $\lambda_m = 33,27\, \text{W/mK}$.

- Součinitel prostupu tepla v části kondenzační:

$$k_K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{STKtp}}} \cdot \frac{d}{d_1} + \frac{d}{2 \cdot \lambda_m} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{STKpp}}} \cdot \frac{d}{d_2}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{5\,922,26} \cdot \frac{18 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}} + \frac{18 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 34,76} \ln \frac{22 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2\,446,8} \cdot \frac{18 \cdot 10^{-3}}{22 \cdot 10^{-3}}}$$

$$= \mathbf{1\,497\, \text{W/m}^2\text{K}}$$

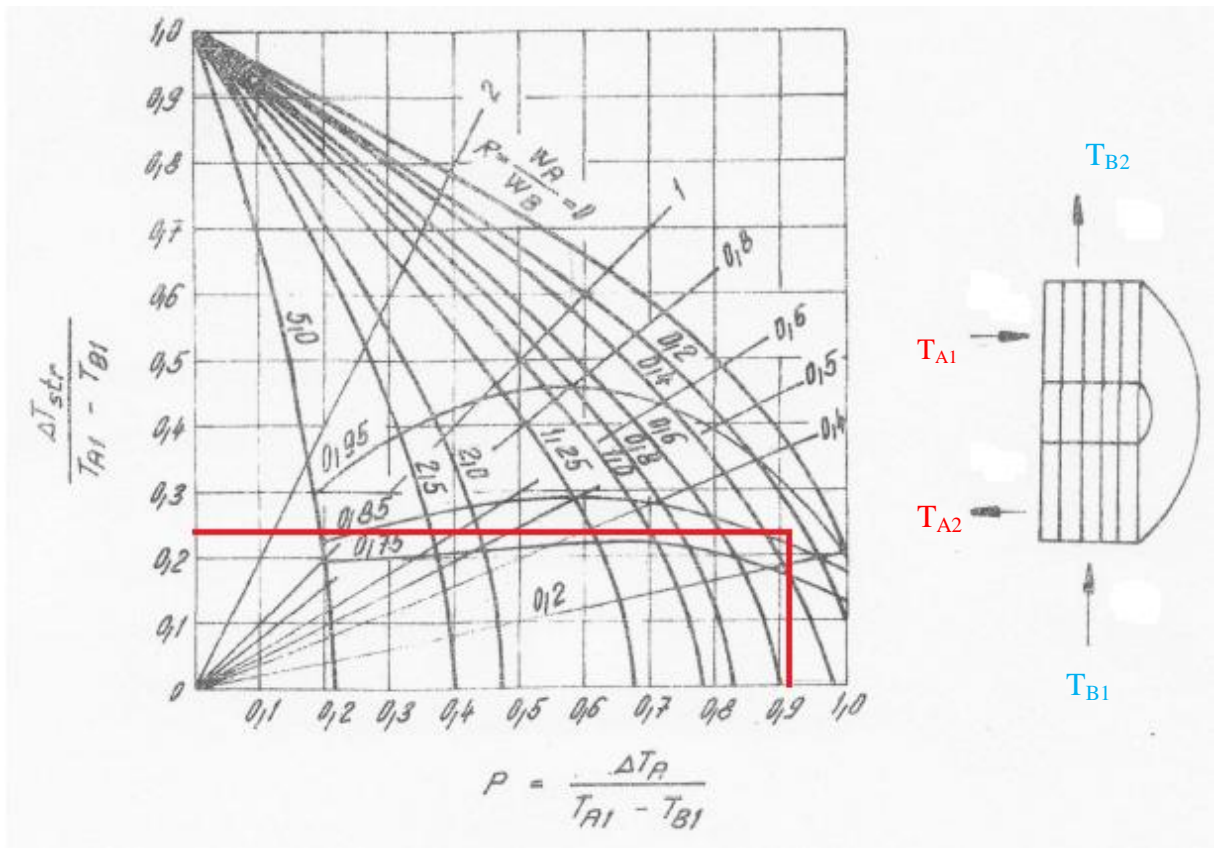
Literatura [15] udává součinitel tepelné vodivosti pro vybraný materiál trubek 15 313 a pro střední teplotu v přehříváku páry v části kondenzační $\lambda_m = 34,76\, \text{W/mK}$.

Výpočet středního logaritmického teplotního spádu pro část ochlazovací:

- při použití U trubek jde dle literatury [20] o křížový proud, kdy se jedna látka neproměšuje (topná páry) a druhá látka (přehřívána pára) se proměšuje v mezitrubkovém prostoru i v mezeře mezi svazky
- pro křížový proud jsou známa analytická nebo numerická řešení za jistých zjednodušujících podmínek, výsledky těchto řešení jsou dána v podobě grafů, viz obr. 4.14. V grafu jsou zobrazeny veličiny P a R. Výpočet těchto veličin je následující:

$$R = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{T_{A1} - T_{A2}} = \frac{t_{\text{ppOUT}} - t_{\text{ppIN}}}{t_{\text{tpIN}} - t_{\text{tpOUT}}} = \frac{390 - 350}{490 - 359,26} = 0,305$$

$$P = \frac{T_{A1} - T_{A2}}{T_{A1} - T_{B1}} = \frac{t_{\text{tpIN}} - t_{\text{tpOUT}}}{t_{\text{tpIN}} - t_{\text{ppIN}}} = \frac{490 - 359,26}{490 - 350} = 0,94$$



Obr. 4.14 – Diagram pro určení teplotních poměrů ve výměníku tepla s křížovým proudem [20]

$$\frac{\Delta T_{str}}{T_{A1} - T_{B1}} = \frac{\Delta t_o}{t_{tpIN} - t_{ppIN}} = 0,22$$

$$\Delta t_o = 0,4 \cdot (t_{tpIN} - t_{ppIN}) = 0,22 \cdot (490 - 350) = \mathbf{30,8^\circ C}$$

Výpočet logaritmického teplotního spádu pro část kondenzační:

- literatura [20] uvádí, že pokud se v části přehříváku páry mění skupenství, pak se střední teplotní logaritmický spád vyjádří dle uvedeného vztahu bez ohledu na způsob proudění látek

$$\Delta t_K = \frac{t_{350} - t_{ppIN}}{\ln \frac{t_{Ktp} - t_{ppIN}}{t_{Ktp} - t_{350}}} = \frac{350 - 316,20}{\ln \frac{359,26 - 316,20}{359,26 - 350}} = \mathbf{22^\circ C}$$

- Měrný tepelný tok v části ochlazovací:

$$q_o = \Delta t_o \cdot k_o = 30,8 \cdot 774,59 = \mathbf{23\ 857,37\ W/m^2}$$

- Měrný tepelný tok v části kondenzační:

$$q_K = \Delta t_K \cdot k_K = 22 \cdot 1\ 497 = \mathbf{32\ 934\ W/m^2}$$

- Velikost teplosměnné plochy v části ochlazovací:

$$S_O = \frac{Q_O}{q_O} = \frac{(73,15 \cdot 10^6)}{23\,857,37} = \mathbf{3\,059,85\ m^2}$$

- Velikost teplosměnné plochy v části kondenzační:

$$S_K = \frac{Q_K}{q_K} = \frac{(72,35 \cdot 10^6)}{32\,934} = \mathbf{2\,196,82\ m^2}$$

- **Celková velikost teplosměnné plochy přehříváku páry:**

$$S = S_O + S_K = 3\,059,85 + 2\,196,82 = \mathbf{5\,256,67\ m^2}$$

- **Střední měrný tepelný tok:**

$$q_{st} = \frac{Q_O + Q_K}{S} = \frac{(73,15 + 72,35) \cdot 10^6}{5\,256,67} = \mathbf{27,68\ kW/m^2}$$

- Návrh střední délky trubek části ochlazovací:

$$l_O = \frac{S_O}{\pi \cdot d \cdot n} = \frac{3\,059,85}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 2\,750} = \mathbf{19,68\ m}$$

- Návrh střední délky trubek části kondenzační:

$$l_K = \frac{S_K}{\pi \cdot d \cdot n} = \frac{2\,196,82}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 2\,750} = \mathbf{14,13\ m}$$

- **Celková střední délka U trubek přehříváku**, tzn. od místa svaru v horní části trubkovnice do místa svaru v dolní části trubkovnice:

$$l = l_O + l_K = 19,68 + 14,13 = \mathbf{33,81\ m}$$

U navrhované koncepce přehříváku páry viz obr. 4.13 je v jednom samostatném tělese 2 750 vlásenkových U trubek, jejichž délka je výpočtem určena na 33,81 m. V případě použití bezešvých trubek od výrobce Manesmann i od výrobce Železiarny Podbrezová by se U trubky musely do této délky svařit. I když je svařování všeobecně nežádoucí a počet svarů se eliminuje na minimum, u tepelných výměníků s teplotním médiem pára-pára (pára-voda) nemají svary takový vliv na technickou bezpečnost zařízení, jako je tomu např. u výměníku typu sodík-voda. Na již zmiňované koncepci přehříváku páry na ETE jsou teplosměnné U trubky do celkové délky také svařeny. Rozměry obdélníkové trubkovnice jsou stanoveny na 3 115x1 610 mm s celkovým počtem 5 500 otvorů pro teplosměnné U trubky. Tento obdélník je vepsán do kružnice o \varnothing 3 500 mm. Délka trubkového svazku jednoho tělesa přehříváku páry je přibližně 17 m (polovina vypočtené délky U trubky), skutečná délka však bude větší, a to kvůli ohybu trubky do tvaru U. **Celková délka trubkového svazku přehříváku páry pro systémy nejaderného přehřívání by tedy byla pro celkový hmotnostní průtok páry 1248 kg/s přibližně 34 m, \varnothing válcové nádoby 3 500 mm, rozměr trubkovnice je 3 115x1 610 mm s celkovým počtem 5 500 teplosměnných U trubek. Celkový tepelný výkon přehříváku páry je 291 MW a střední měrný tepelný tok 27,68 kW.**

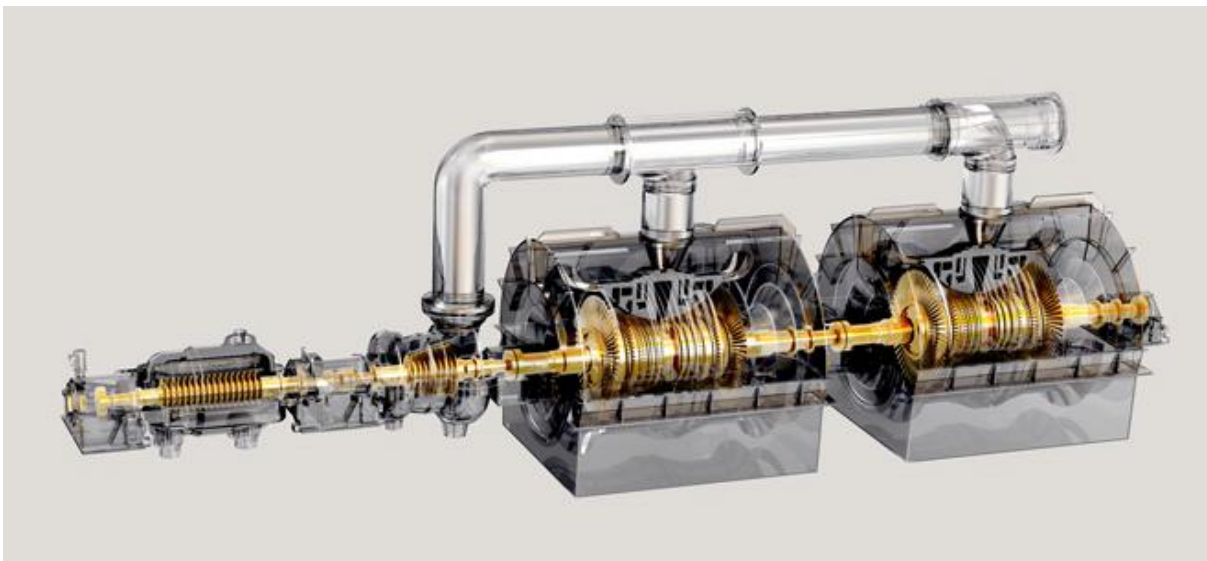
Zvýšení počtu teplosměnných trubek má sice za následek zmenšení střední délky teplosměnných U trubek, avšak s jejich zvyšujícím se počtem stoupá pravděpodobnost poškození každé z nich, a tím i poškození samotného zařízení přihríváku páry. Zvýšení počtu teplosměnných trubek má také za následek zvětšení rozměrů trubkovnice a průměru válcové nádoby, do které je trubkový svazek uložen. Při tepelném výpočtu je také důležité respektovat hodnotu součinitele přestupu tepla na straně topné páry v části kondenzační, která by měla být 5 000 – 18 000 W/m²K. Při zvýšení počtu teplosměnných trubek je tato hodnota menší než literaturou doporučená mez.

5 VOLBA ZAŘÍZENÍ PRO ZVOLENÉ VARIANTY SYSTÉMŮ RANKINE-CLAUSIOVA A BRAYTONOVA OBĚHU

Následující kapitola se zabývá volbou zařízení pro terciální okruh systémů s jaderným a nejaderným přehříváním páry (Rankine-Clausiov oběh) a pro zařízení pracující v Braytonově oběhu.

5.1 Volba zařízení pro jaderné a nejaderné přehřívání páry

Při výběru zařízení terciálního okruhu pro systémy jaderného a nejaderného přehřívání páry je nejdůležitějším kritériem pro volbu a návrh zařízení výběr parní turbíny, viz obr. 5.1. Z kapitoly 3 jsou známy výkony turbín pro systémy jaderného a nejaderného přehřívání páry.



Obr. 5.1 – Parní turbína od GE (typ Fossil G-series)[27]

5.1.1 Jaderné přehřívání páry

- Výkon turbíny: 1 578 MW
- Účinnost oběhu: 43,85 %
- Hmotnostní průtok páry VT dílem turbíny: 1 329,8 kg/s
- Vstupní parametry páry na turbínu: teplota 490°C/tlak 18,5 MPa

5.1.2 Nejaderné přehřívání páry

- Výkon turbíny: 1483 MW
- Účinnost oběhu: 40,18 % (*ve skutečnosti bude účinnost nižší – viz. kap. 4)
- Hmotnostní průtok páry VT dílem turbíny: 1 445,9 kg/s
- Vstupní parametry páry na turbínu: teplota 490°C/tlak 18,5 MPa

Volba parní turbíny nemůže vycházet z koncepcí parních turbín pro jaderné elektrárny typu PWR (VVER), které jsou v současné době nejrozšířenější, a to z důvodu vstupních parametrů páry na turbínu. V případě turbín pro PWR se vstupní parametry páry pohybují: teplota 200-250 °C/tlak 5-7 MPa/suchost páry 0,995-0,997. Jde tedy o sytou páru. Vstupní parametry páry systému pro jaderné a nejaderné přehřívání páry se nacházejí v oblasti přehřáté páry a jsou velmi blízké parametrům páry v elektrárnách na fosilní paliva.

VOLBA ZAŘÍZENÍ PRO ZVOLENÉ VARIANTY SYSTÉMŮ RANKINE-CLAUSIOVA
A BRAYTONOVA OBĚHU

Turbíny pro systémy s jaderným a nejaderným přehříváním páry dosahují výkonů kolem 1 500 MW. Při srovnání s elektrárnami na fosilní paliva, tyto elektrárny sice dosahují velkých instalovaných výkonů, ale je pro ně typické rozdělit tento výkon mezi několik zařízení. Jako příklad je možné uvést elektrárnu Počerady, jejíž celkový instalovaný výkon je 1000 MW, avšak rozdělený mezi pět turbín – tedy 5x200 MW. Rozdělení celkového výkonu mezi více celků tak také ovlivňuje možnosti trhu, viz tab. 5.1. Elektráren na fosilní paliva, které mají instalovaný výkon rozdělený mezi turbíny o výkonu více než 1000 MW, je velice málo a jde spíše atypické řešení. Z dostupných zdrojů je možné uvést elektrárnu Cumberland v Tennessee v USA[, která dosahuje instalovaného výkonu 2 600MW rozděleného mezi dvě turbíny každou o výkonu 1 300 MW.

Nejvyšší možný výkon přenášeným jedním turbosoustrojím udává na trhu firma Hitachi Power Systems, a to 1300 MW, viz tab. 5.1. Turbosoustrojí od firmy Ansaldo Energia s výkonem 1 200 MW je instalováno ve francouzské jaderné elektrárně chlazené sodíkem Superphenix, která má velmi podobné vstupní parametry páry na turbínu jako je uvedeno v zadání diplomové práce.

Tab. 5.1 – Přehled nabízených parních turbín od jednotlivých výrobců [22,23,24,24,26,27]

Siemens			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Maximální tlak [MPa]	Maximální teplota [°C]
SST-6000	300 - 1 200	30	600
SST-5000	120 - 750	19	565
General Electric			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Maximální tlak [MPa]	Maximální teplota [°C]
Fossil G-series	500 – 1 100	25	565
Fossil D-series	300 - 700	25	565
Škoda Power			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Maximální tlak [MPa]	Maximální teplota [°C]
MTD ₆₀ CR	80 - 440	18	580
MTD ₇₀ CR	200 – 1 000	30	620
Alstom			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Maximální tlak [MPa]	Maximální teplota [°C]
STF 100	700 – 1 200	Kritické/superkritické parametry páry	Kritické/superkritické parametry páry
STF 60	500 - 900	Kritické/superkritické parametry páry	Kritické/superkritické parametry páry
Ansaldo Energia			
Katalogové	Výkon [MW]	Maximální tlak	Maximální teplota

označení turbíny		[MPa]	[°C]
RH-Fossil	200 – 1 200	30	600
Hitachi Power Systems			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Maximální tlak [MPa]	Maximální teplota [°C]
Hitachi Steam Turbine	800 – 1 300	27	620

Katalogy turbín od jednotlivých výrobců jsou součástí přílohy diplomové práce.

Nabízí se tedy otázka, zda při realizaci projektu použít jedno turbosoustrojí nebo výkon rovnoměrně rozdělit mezi několik celků.

V případě použití jednoho turbosoustrojí by toto turbosoustrojí bylo pravděpodobně prototypové a mohlo by dojít k problémům při jeho provozu. Jako příklad může být uvedena JE Temelín, kde byly instalovány prototypová turbosoustrojí o výkonu 1000 MW od výrobce Škoda Power. Při jejich provozu došlo k velké řadě závad, jako jednu z nejzávažnějších je možno uvést vibrace turbíny, které následně vedly k prohnutí rotoru. Turbína pak musela být rozebrána rotor narovnan. Tato závada vedla k odstavení celého bloku JE. Výhodou tohoto provedení bude jistě menší cena turbosoustrojí a jeho příslušenství a také menší strojovna v porovnání v rozdělení na více soustrojí. Velkou nevýhodou je však provoz turbosoustrojí v případě, že půjde o prototyp.

V případě rozdělení výkonu turbíny na více celků se nabízí řešení rozdělit výkon rovnoměrně mezi šest turbosoustrojí, viz kapitola 2, protože v systému se nachází šest parogenerátorů. Každý parogenerátor by tak měl svoji vlastní turbínu. V případě jaderného přehřívání páry by jedna turbína měla výkon 263 MW, u systému nejaderného přehřívání páry by to bylo 247 MW. Tomuto požadavku odpovídá nabídka od firmy Siemens (SST-5000). Výhodou tohoto provedení by byl prověřený provoz těchto turbosoustrojí. Nevýhodou by však byla cena a větší strojovna.

Další komponenty terciálního okruhu (kondenzátory, VT ohříváky, NT ohříváky a odplyňovací nádrž, kondenzátní a napájecí čerpadla) dodává výrobce turbíny, případně jiná firma, ale na základě termodynamických výpočtů výrobce turbíny. Je to z toho důvodu, aby se vyloučila možná poškození turbíny z důvodu špatné montáže či provozu zařízení terciálního okruhu. Pokud je tedy turbína vyrobitelná a provozu schopná, už není problém vyrobit a uvést do provozu další komponenty terciálního okruhu.

V případě nejaderného přehřívání páry by se však mohl vyskytnout problém při konstrukci a provozu přehříváku páry navrženého na provozní parametry v kapitole 4, jelikož by šlo zajisté o prototyp.

5.2 Volba zařízení pro systémy pracující v Braytonově oběhu

Pracovním médiem je v případě systému pracující v Braytonově oběhu CO₂ o podkritických parametrech: teplota 525 °C/tlak 7,2 MPa. Pracovní oběh je uzavřený, tzn. je charakteristický nepřímým přívodem tepla (spalovací komora je nahrazena přestupní plochou výměníku - chladivo reaktoru – plyn) a konstantním složením a množstvím pracovní látky v oběhu. I v tomto případě je jedním z nejdůležitějších zařízení plynová turbína. Z kapitoly 3 je znám výkon plynové turbíny.

5.2.1 Uzavřený Braytonův oběh

- Výkon turbíny: 1 008 MW
- Účinnost oběhu: 27,99 %
- Hmotnostní průtok pracovní látky: 13 878,18 kg/s
- Vstupní parametry páry na turbínu: teplota 520°C/tlak 7,2 MPa
- Celkové poměrné stlačení: 3,6

Je však důležité zopakovat, že jde o Braytonův tepelný uzavřený oběh, to znamená, že spalovací komora je nahrazena mezivýměňíkem tepla. Spalovací turbína pracující v Braytonově tepelném uzavřeném oběhu není na trhu dostupná, jde o zařízení, které je v experimentální fázi vývoje. Momentálně tedy není možné uvažovat o technické realizaci a technickém provedení terciálního okruhu pracujícího v Braytonově tepelném uzavřeném oběhu.

Tab. 5.2 udává možnosti na trhu se spalovacími turbínami, které se používají při technické realizaci Braytonova otevřeného tepelného oběhu.

Tab. 5.2 – Přehled nabízených spalovacích turbín od jednotlivých výrobců [28,29,30,31]

Siemens			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Průtok pracovní látky[kg/s]	Poměrné stlačení [-]
SGT5-4000F	292	688	18,2
SGT5-2000E	168	526	11,7
General Electric			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Průtok pracovní látky[kg/s]	Poměrné stlačení [-]
6FA	77	212	15,6
9FA	256	641	17
9E	126	418	12,6
Alstom			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Průtok pracovní látky[kg/s]	Poměrné stlačení [-]
GT ₂₆	296	644	33,3
GT ₁₃ E ₂	184,5	565	16,9
GT ₁₁ N ₂	113,6	400	16
Ansaldo Energia			
Katalogové označení turbíny	Výkon [MW]	Průtok pracovní látky[kg/s]	Poměrné stlačení [-]
AE94.3A	294	702	18,2
AE94.2K	170	540	12

V případě, že by teoreticky bylo možno použít stejnou koncepci plynové turbíny pro uzavřený Braytonův tepelný oběh, nabízí se zde opět varianta rozdělit celkový výkon turbíny na mezi šest samostatných zařízení. Toto řešení je z toho důvodu, že výrobci nevyrobí plyno-

vé turbíny o výkonu 1 000 MW, takže se opět projevuje omezení z hlediska možností na trhu. V případě rozdělení mezi šest samostatných turbín by jedna turbína dosahovala výkonu 168 MW, čemuž odpovídá nabídka firmy všech uvedených firem, výkonová třída plynových turbín ve stovkách MW je běžně vyráběna.

Z výsledků technické zprávy [1] vyplývá, že z hlediska konstrukce je však vysoce pravděpodobné, že navrhovaná koncepce plynové turbíny bude velmi odlišná (viz poměrné stlačení, hmotnostní tok pracovní látky). Hmotnostní tok je u turbín v uzavřeném cyklu mnohem vyšší. To je dáno teplotní úrovní média, kdy pro shodný výkon postačuje vlivem entalpického spádu menší hmotnostní průtok. Z toho plyne naprosto jiná délka lopatek a také jiný průměr rotoru. Malé poměrné stlačení v kompresoru při vysokém vstupním tlaku – klasická stacionární plynová turbína výkonu nad 100 MW má poměrné stlačení v kompresoru 6-18. Uzavřený cyklus s mezichlazením má pro NT a VT kompresor velmi malé poměrné stlačení cca. 2,5 až 3,5x menší. Z toho plyne, že nelze použít prakticky žádné komponenty z průtočného kanálu průmyslově vyráběných plynových turbín. Teplotní úroveň na vstupu do turbíny odpovídá posledním stupňům výkonových částí komerčních turbín, rozhodně budou použity nechlazené lopatky.

Další zařízení pracující v terciálním okruhu (mezivýměník tepla, regenerativní výměník tepla, mezichladič) je opět ve fázi vývoje a z dostupných zdrojů není prozatím možné určit, jak by probíhala technická realizace těchto zařízení.

6 DOPORUČENÍ PRO VÝBĚR SYSTÉMŮ PRACUJÍCÍCH V RANKINE-CLAUSIOVĚ A BRAYTONOVĚ TEPELNÉM OBĚHU

V následující kapitole je uvedeno hodnocení systémů pracujících v Rankine-Clausiově a Braytonově tepelném oběhu a to z hlediska jaderné a technické bezpečnosti a technického provedení.

6.1 Systémy pracující v Rankine-Clausiově tepelném oběhu

Pro systémy pracující v Rankine-Clausiově tepelném oběhu byly navrženy dvě varianty systémů přeměny energie, které zvyšují tepelnou účinnost cyklu.

6.1.1 Varianta s jaderným přehříváním páry

Varianta s jaderným přehříváním páry vychází z návrhu tepelného schématu, viz kapitola 2. Požadavek jaderné bezpečnosti je splněn, jelikož elektrárna je koncipovaná jako tříokruhová, tzn. je zde vložen meziokruh s neaktivním sodíkem, který odděluje primárním okruhem s aktivním sodíkem od terciálního okruhu. Rozhraní mezi sekundárním okruhem (neaktivní sodík) a terciálním okruhem tvoří parogenerátor.

Z hlediska technické bezpečnosti je jedním z nejkritičtějších míst celé elektrárny parogenerátor, který od sebe odděluje navzájem chemicky velmi aktivní média sodík a vodu (vodní páru). Tyto média spolu reagují exotermickou reakcí za vzniku Na, NaOH a Na₂O v plynném a kapalném stavu. Vlivem těchto reakcí by mohla i velmi malá porucha teplosměnné plochy způsobit rozsáhlou lavinovou reakci, která by mohla vést k celkové poruše integrity parogenerátoru.

V případě jaderného přehřívání páry je přehřívák páry součástí parogenerátoru (viz kapitoly 2,4). Topným médiem je sodík, přehříváním je vodní pára. Z hlediska technické bezpečnosti je tedy důležité zajistit hermetičnost teplosměnné plochy, aby nedošlo k její poruše, a tedy k reakci sodíku s vodou (vodní párou). Dalším důležitým aspektem z hlediska technické bezpečnosti je délka teplosměnných trubek přehříváku páry. Při vzájemném navařování teplosměnných trubek je do oblasti sváru vnášeno přídatné napětí, které často způsobuje ztrátu hermetičnosti teplosměnné plochy, jinými slovy pokud by mělo dojít k poruše hermetičnosti teplosměnné trubky, je vysoce pravděpodobné, že tato porucha bude právě v místě svaru. Střední délka teplosměnných trubek byla vypočtena na 12,95 m, viz tab. 6.1. Tato délka je pro zvolený materiál 15 313 běžně na trhu. Matriálem přehříváku páry byla na základě literatury [12] zvolena výše jmenovaná ocel 15 313, která je vhodná na konstrukci parogenerátoru a tedy i samotného přehříváku páry.

Co se týče technického provedení, v systému by muselo být 36 přehříváků páry, které by byly napojeny na společné sběrné potrubí páry, respektive na rozváděcí potrubí sodíku. Je tedy důležité vyřešit koncepci přívodu a odvodu sodíku z mezivýměníku do parogenerátoru – přehříváku páry a také přívodu a odvodu přehřívávané páry z turbíny. Je zřejmé, že toto provedené by obnášelo zvýšení počtu zařízení, musel by se vyřešit potrubní systém pro přívod přehřívávané páry do přehříváku páry, oběhová čerpadla by musela dosahovat vyšších výkonů. Obecně platí, že čím více zařízení (matriálu), tím vyšší cena.

6.1.2 Varianta s nejaderným přehříváním páry

Varianta s jaderným přehříváním páry vychází z návrhu tepelného schématu, viz kapitola 2. Požadavek jaderné bezpečnosti je splněn, jelikož elektrárna je koncipovaná jako

tříokruhová, tzn. je zde vložen meziokruh s neaktivním sodíkem, který odděluje primárním okruhem s aktivním sodíkem od terciálního okruhu.

Přihřívání páry je zde řešeno až v samotném terciálním okruhu, kdy topným médiem je ostrá pára vedená přímo z parogenerátoru a přihříváním médiem je částečně vyexpandovaná pára z VT dílu turbíny. Střední délka teplosměnných trubek byla vypočtena na 33,81 m, viz tab. 6.1. V případě nutnosti svařit tyto trubky do požadované délky není ohrožena technická bezpečnost zařízení jako v případě přihříváku páry vyhříváného sodíkem. Ovšem opět platí, pokud by mělo dojít k poruše těsnosti teplosměnné plochy, je vysoce pravděpodobné, že k této poruše dojde v oblasti svaru. Dále je také důležité zdůraznit, že každý svar musí být kontrolován nedestruktivní zkouškou, v případě použití 5 500 teplosměnných trubek bude tedy potřeba provést 5 500 kontrol svarů. Navrhovaná konstrukce tohoto přihříváku páry je tepelný výměník s U trubkami, tedy konstrukční provedení by nemělo být problém, protože tyto typy tepelných výměníků jsou velmi běžné. Nevýhodou by však bylo, že na zvolené parametry páry (jak topné, tak přihřívávané) by šlo zajisté o prototyp takového přihříváku páry. S provozem prototypu je důležité předpokládat, že se mohou vyskytnout poruchy, které by mohly mít za následek odstavení turbíny a tedy i odstavení jednotlivého výrobního bloku výroby elektrické energie. Materiálem přihříváku je na doporučení doc. Fiedlera zvolena ocel tř. 15, která je vhodná pro tlakové součásti energetických zařízení a je odolná proti korozi v oblasti vodní páry do teploty 590°C.

Tab. 6.1 udává srovnání mezi přihřívákem páry pro systémy jaderného a nejaderného přihřívání páry. Důležitým ukazatelem je také termická účinnost oběhu. Vyšší termická účinnost cyklu znamená, že při stejném množství paliva vyrobí systém jaderného přihřívání páry více elektrické energie než systém s nejaderným přihříváním páry.

Tab. 6.1 – Srovnání výsledků tepelného výpočtu přihříváku páry a termodynamické analýzy oběhu pro jaderné a nejaderné přihřívání páry

Jaderné přihřívání páry – tepelný výpočet větve PG						
Počet teplosměnných trubek	Hmotnostní tok přihřívávané páry	Tepelný výkon přihříváku páry	Měrný tepelný tok	Teplosměnná plocha	Střední délka teplosměnných trubek	Termická účinnost oběhu
[-]	[kg/s]	[MW]	[kW/m ²]	[m ²]	[m]	[%]
341	31,77	19,06	68,64	277,56	12,95	43,85
Nejaderné přihřívání páry – tepelný výpočet tělesa přihříváku páry						
Počet teplosměnných trubek	Hmotnostní tok přihřívávané páry	Tepelný výkon přihříváku páry	Měrný tepelný tok	Teplosměnná plocha	Střední délka teplosměnných trubek	Termická účinnost oběhu
[-]	[kg/s]	[MW]	[KW/m ²]	[m ²]	[m]	[%]
2 750	624	145,5	27,68	5 256,67	33,81	40,18*

* tepelná účinnost oběhu bude nižší, viz, výpočet tepelné bilance kap. 4

Vyšší termická účinnost oběhu u jaderného přihřívání páry je způsobena tím, že na VT dílu turbíny jde celkové množství páry vyrobené v parogenerátoru, přičemž u nejaderného při-

hřívání jde na VT díl turbíny pouze část tepelného toku. Zbylá část je použita na přehřívání páry v přehříváku.

Z hlediska termické účinnosti cyklu je tedy výhodnější použít jaderného přehřívání páry. Z hlediska technické bezpečnosti zařízení z technického provedení zařízení je však lepší použít nejaderné přehřívání páry. Důležitým ukazatelem bude také pořizovací cena navržených systémů, která bude zřejmě vyšší u systému s jaderným přehříváním páry.

6.2 Systémy pracující v Braytonově tepelném oběhu

Kapitola 2 navrhuje dvě varianty provedení systémů pracujících v Braytonově tepelném oběhu s pracovní látkou CO₂.

Využití Braytonova tepelného oběhu pro JE –SFR je z důvodu použití jiného teplotosného média, než je voda a vodní pára. CO₂ nereaguje se sodíkem tak bouřlivě jako voda (vodní pára), tím pádem dochází ke zlepšení technické bezpečnosti zařízení.

6.2.1 Dvouokruhové uspořádání systému pro nadkritické parametry CO₂

Dvouokruhové uspořádání systému není vhodné z hlediska jaderné bezpečnosti. Při vyskytnutí netěsnosti v mezivýměníku tepla aktivní sodík/CO₂ je možné uvažovat úniky aktivního sodíku do okruhu s nadkritickým CO₂ a tedy lze uvažovat úniky radioaktivity, což je vzhledem k jaderné bezpečnosti nepřijatelné. Může se také objevit opačný scénář, tím jsou myšleny úniky CO₂ do primárního systému okruhu. Mohlo by dojít ke změně materiálového parametru (Bm) reaktoru, a tím pádem by mohly být uvažovány změny multiplikačního koeficientu v aktivní zóně reaktoru, což je také nepřijatelné z hlediska jaderné bezpečnosti.

6.2.2 Tříokruhové uspořádání systému pro podkritické parametry CO₂

Požadavek pro tento systém z hlediska jaderné bezpečnosti je splněn. Tento požadavek je opět zajištěn vložením sodíkového meziokruhu.

Technická bezpečnost u těchto systémů je zajištěna použitím teplotosného média – CO₂.

Technické provedení zatím není možné posoudit, a to z toho důvodu, že samotná zařízení terciálního okruhu jsou zatím v experimentální fázi. Pro názornost je však možné uvést výsledky diplomové práce [21], která se zabývá návrhem tepelného výměníku (metivýměníku tepla) sodík – CO₂.

Tab. 6.2 – Výsledky tepelného výpočtu mezivýměníku tepla sodík-CO₂ a termodynamické analýzy oběhu [21]

Jaderné přehřívání páry – tepelný výpočet větve PG						
Počet teplosměnných trubek	Hmotnostní tok CO ₂	Tepelný výkon výměníku	Měrný tepelný tok	Teplosměnná plocha	Střední délka teplosměnných trubek	Termická účinnost oběhu
[-]	[kg/s]	[MW]	[kW/m ²]	[m ²]	[m]	[%]
1 045	435,1	100	35,1	3 484,8	49,4	cca 29

Z výsledků je zřejmé, že tento mezivýměník dosahuje horších konstrukčních i provozních parametrů při srovnání s navrhovaným tepelným výměníkem (parogenerátorem) [11].

Termická účinnost oběhu je také menší v porovnání se systémy pracující v Rankine-Clausiově tepelném oběhu.

Výsledky technické zprávy [8] udávají, že velikost teplosměnné plochy u dalšího zařízení terciálního cyklu (regenerativní výměník) je značná a hmotnost takového zařízení dosahuje tisíců tun.

Tento systém je vhodné použít z hlediska jaderné a technické bezpečnosti. Ovšem z hlediska technické realizace je tento systém zatím nemožné realizovat a prozatím uvažovat a jeho uvedení do provozu.

ZÁVĚR

V diplomové práci byly navrženy a hodnoceny systémy pro přeměnu energie pro jaderné elektrárny se sodíkem chlazeným reaktorem.

Z dostupné literatury byly vyhodnoceny informace o jaderných elektrárnách se sodíkem chlazeným reaktorem a byly definovány pojmy jaderného a nejaderného přehřívání páry, které JE–SFR používají ke zvýšení termické účinnosti oběhu. Na základě těchto informací byla vytvořena tepelná schémata jednotlivých variant vhodných pro projekt CP ESFR vypsání Evropskou komisí v 7. rámcovém programu pro tyto parametry: tepelný výkon smyčky 600 MW, počet smyček systému 6 (tepelný výkon reaktoru 3 600 MW), teplota sodíku na vstupu 525 °C, teplota sodíku na výstupu 340 °C, teplota páry 490°C, tlak páry 18, 5 MPa, teplota napájecí vody 240°C. Schémata byla vypracována pro systémy pracující jak v Rankine-Clausiově tepelném oběhu, tak v Braytonově tepelném oběhu.

Pro termodynamickou analýzu jednotlivých tepelných oběhů pracující v Rankine-Clausiově tepelném oběhu byl proveden výpočet ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM. Tento program se používá pro optimalizaci tepelných oběhů. Termodynamická analýza systému pracující v Braytonově tepelném cyklu byla převzata z technické zprávy [1]. Termická účinnost jednotlivých systémů byla stanovena na 43,85 % pro systémy s jaderným přehříváním páry, 40,18 % pro systémy s nejaderným přehříváním páry a 27,99 % pro systémy pracující v Braytonově tepelném oběhu.

Pro systémy pracující v Rankine-Clausiově tepelném oběhu byly provedeny tepelné výpočty přehříváků páry pro jaderné a nejaderné přehřívání páry. Pro jaderné přehřívání páry byl navrhnout přehřívák páry (topné médium – sodík, přehřívání médium – pára), který je součástí parogenerátoru s počtem 341 teplosměnných trubek o průměru 24x4 mm. Velikost teplosměnné plochy byla stanovena na 277,56m², čemuž odpovídá střední délka teplosměnné trubky 12,95 m. Průměr přehříváku páry byl stanoven na 736 mm. Těchto přehříváku bude v systému pro odpovídající tepelný výkon reaktoru 36. Pro nejaderné přehřívání páry byl navrhnout přehřívák páry (topné médium – ostrá pára z parogenerátoru, přehřívání médium – částečně vyexpandovaná pára z VT dílu turbíny) s počtem 2 750 vlásenkových U trubek o průměru 22x4 mm. Velikost teplosměnné plochy byla stanovena na 5 258 m², čemuž odpovídá střední délka teplosměnných U trubek 33,81 m. Průměr přehříváku páry byl stanoven na 3 506 mm a jeho délka přibližně 17 m (polovina střední délky U trubek). Navržené přehříváky budou v systému pro odpovídající tepelný výkon reaktoru dva.

Při výběru zařízení terciálního okruhu pro jednotlivé varianty je klíčovým zařízením turbína. Z termodynamické analýzy jsou známy výkony jednotlivých turbosoustrojí, a to 1 578 MW pro systémy s jaderným přehříváním páry a 1 483 MW pro systémy s nejaderným přehříváním páry. Zadané vstupní parametry páry na turbínu odpovídají vstupním parametrům páry elektráren na fosilní paliva. V dnešní době však není na trhu takové turbosoustrojí, které by odpovídalo požadovaným výkonům. Z toho důvodu bylo navrženo rozdělit celkový požadovaný výkon jednoho turbosoustrojí na šest samostatných turbosoustrojí. V případě rozdělení je možné vybrat z nabídky na trhu odpovídající turbosoustrojí. Návrh rozdělení na šest samostatných zařízení vychází z toho, že v systému se nachází šest parogenerátorů a každému parogenerátoru by odpovídala jedno turbosoustrojí. Výběr zařízení pro systémy pracující v Braytonově tepelném cyklu je také ovlivněn výběrem turbíny, avšak plynová turbína pracující v uzavřeném Braytonově cyklu a stejně tak ostatní zařízení jsou dosud v experimentální fázi vývoje a tak výběr zařízení může probíhat pouze na základě předpokladů.

Všechny navrhované varianty z kapitoly 2 odpovídají požadavkům jaderné bezpečnosti. Tento předpoklad nespĺňuje dvouokruhové uspořádaní elektrárny pracující v Braytonově tepelném oběhu. Z hlediska technické bezpečnosti je důležité zajistit hermetičnost teplosměnné plochy přehříváku páry pro systémy s jaderným přehříváním páry tak, aby nedošlo v důsledku netěsnosti teplosměnné plochy k reakci sodíku s vodou, což by mohlo mít za následek až destrukci samotného přehříváku páry. V případě přehříváku páry pro nejaderné přehřívání páry jsou požadavky na technickou bezpečnost splněny, avšak takový přehřívák páry by byl pro dané parametry páry prototypovým zařízením. Při provozu prototypu nelze vyloučit možnost poruch, které by mohly vést k odstavení turbosoustrojí. Z hlediska dosažení vyšší termické účinnosti cyklu se jeví jako příznivější varianta použít systémů s jaderným přehříváním páry. Avšak z hlediska technické bezpečnosti a technického provedení je lepší využít variantu nejaderného přehřívání páry. Posouzení systémů pracujících v Braytonově tepelném cyklu je opět z hlediska experimentální fáze vývoje jednotlivých zařízení pouze spekulativní. Systém splňuje požadavek na jadernou a technickou bezpečnost zařízení. Technická realizace systému je zatím neproveditelná, z dosud dostupných výsledků je zřejmé, že velikost teplosměnných ploch zařízení (např. regenerativní výměník tepla) pracujících v Braytonově tepelném uzavřeném oběhu je značná a tato hmotnosti těchto zařízení dosahují pro vypočtené hmotnostní toky CO₂ tisíců tun. Tento systém tedy nemůže být prozatím pro technickou realizaci doporučen.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FIEDLER, Jan. ŠEN, Hugo.: Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje. VUT – FSI – OEI č. 015 / 2010
- [2] IAEA : *Fast Reactor Database* [online]. 2006 [cit. 2011-01-10]. Dostupné z WWW: http://www.iaea.org/inisnkm/nkm/aws/frdb/fulltext/13_fastReactorDesigns.pdf.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1984. 608 s.
- [4] *Energyweb* [online]. 2002 [cit. 2011-03-25]. Encyklopedie energie. Dostupné z WWW: http://www.energyweb.cz/web/index.php?display_page=2&subitem=2&slovník_page=brayt_cykl.html
- [5] J. Škorpík, Tepelné oběhy a jejich realizace, publikováno na stránkách Transformační technologie, ISSN 1804–8293, dostupné z <http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>, 2006.
- [6] KOVÁŘ, Radek. *Uzavřený oběh plynové turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 52 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [7] *Portail Thermoptim-UNIT* [online]. 1999 [cit. 2011-04-13]. Thermoptim-UNIT. Dostupné z WWW: <http://www.w3.org/1999/html>.
- [8] FIEDLER, Jan. ŠEN, Hugo.: Dílčí zpráva k projektu ev.č. 2A-1TP1/067 podporovaného Ministerstvem průmyslu a obchodu - Výzkum technologií pro přenos vysokopotenciálního tepla z jaderného zdroje. VUT – FSI – OEI - QR č. 002 / 2008
- [9] MATAL, Oldřich. *Konstrukční cvičení (Vybrané komponenty jaderně energetických zařízení)*. Vyd.1. Brno:VUT, 1988. 136 s.
- [10] *Automotive Heat Exchangers - Thermal Systems* [online]. 2007 [cit. 2011-04-22]. Thermal Systems. Dostupné z WWW: <http://me1065.wikidot.com/automotive-heat-exchangers>
- [11] KALÁB, Ctibor. *Modul parního generátoru: Steam generator module*. Brno: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2010. Diplomová práce. Vedoucí práce Oldřich Matal.
- [12] X-Steam version 2.6; IAPWS IF97 Excel Steam Tables by Magnus Holmgren. Dostupné z WWW: <http://www.x-eng.com>
- [13] RAČEK, Jiří. *Energetická zařízení (Stroje a zařízení jaderných elektráren)*. Vyd. 2. Brno: VUT, 2008. 233 s.
- [14] ČSN 69 6810 (696810) - *Spojování trubek s trubkovnicemi výměníků tepla*. Praha : Český normalizační institut, 1.5. 1989. 24 s.
- [15] ČSN 41 5313 (415313) - *Ocel 15 313 Cr-Mo*. Praha : Český normalizační institut, 3.7. 1979. 8 (formátu A5) s.
- [16] ČSN 13 1020 (131020) - *Potrubí a armatury. Bezešvé ocelové trubky pro potrubí. Konstrukční směrnice*. Praha : Český normalizační institut, 6.1. 1985. 18 s.
- [17] KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. *Heat exchangers : selection, rating, and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2002. 501 s. ISBN 08-493-0902-6.

- [18] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. 1. vyd. Brno : CERM, 2001. 160 s. ISBN 80-214-2029-4.
- [19] KRBEK, Jaroslav; FIEDLER, Jan; POLESNÝ, Bohumil. *Strojní zařízení tepelných centrál. Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno : PC-DIR, 1999. 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [20] KRBEK, Jaroslav; POLESNÝ, Bohumil. *Závěrečný projekt : Výpočet tepelných turnín a jejich příslušenství*. Vyd. 1. Brno : VUT, 1986. 336 s.
- [21] FORAL, Š. *Výměníky tepla Sodík-Oxid uhličitý pro JE se sodíkem chlazeným rychlým reaktorem (SFR)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 66 s. Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Oldřich Matal CSc.
- [22] Siemens [online]. 2010 [cit. 2011-05-24] Siemens Steam Turbines. Dostupné z WWW: http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/downloads/SST-overview-leporello_w-o_BB.pdf.
- [23] Alstom [online]. 2010 [cit. 2011-05-24]. STEAM TURBINES - A FULL RENG TO FIT YOUR NEEDS. Dostupné z WWW: <http://www.alstom.com/assetmanagement/DownloadAsset.aspx?ID=50de55ec-56c5-459c-a949-5463db5fe11f&version=d29e8ed6bf3943c3be265b75ca9ed97f10.pdf>.
- [24] Ansaldo Energia [online]. 2007 [cit. 2011-05-24]. Steam Turbines - Features. Dostupné z WWW: http://www.ansaldoenergia.com/SteamTurbines_Features.htm.
- [25] ŠKODA POWER [online]. 2011 [cit. 2011-05-24]. Brožury ke stažení. Dostupné z WWW: http://www.doosan.com/skodapower/attach_files/brochure/czech/cz_products_service.pdf.
- [26] Hitachi Power Systems America, Ltd. [online]. 2009 [cit. 2011-05-24]. Brochures: Hitachi Power Systems America, Ltd. Dostupné z WWW: http://www.hitachipowersystems.us/supportingdocs/forbus/hpsa/technical_papers/brochures/Steam_Turbine.pdf.
- [27] GE Energy [online]. 2011 [cit. 2011-05-24]. Fossil - G Series - Power Generation. Dostupné z WWW: http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/steam_turbines/fossil_g_series.jsp
- [28] GE Energy [online]. 2011 [cit. 2011-05-24]. Gas Turbines - Heavy Duty. Dostupné z WWW: http://www.ge-energy.com/content/multimedia/files/downloads/dataform_2046207337_2809806.pdf.
- [29] Siemens [online]. 2008 [cit. 2011-05-24]. Siemens Gas Turbines over 100 MW. Dostupné z WWW: http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/gas-turbines/downloads/SGT_over_100MW.pdf.
- [30] Alstom [online]. 2010 [cit. 2011-05-24]. Technical Performance - Gas Turbine Range. Dostupné z WWW: <http://www.alstom.com/assetmanagement/DownloadAsset.aspx?ID=127a4e18-57c4-4645-8496-287719d451a9&version=46d79fb49a71460d856b13463ba5c6c811.pdf>.
- [31] Ansaldo Energia [online]. 2007 [cit. 2011-05-24]. Gas Turbines - Features. Dostupné z WWW: http://www.ansaldoenergia.com/GasTurbines_Features.htm.
- [32] Železiarne Podbrezová : *Príručka užívateľ'a ocelových rúr*, 6. upravené vydanie; 2008

- [33] *Salzgitter Mannesmann Stainless Tubes* [online]. 2011 [cit. 2011-05-24]. Technical Datasheet. Dostupné z WWW: <http://www.smst-tubes.com/en/products-services/downloads/technical-datasheets/>.
- [34] Fotografie poskytnutá doc. Ing. Janem Fiedlerem, Dr.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Popis zkratky
OSN	Organizace spojených národů
USA	Spojené státy americké
PWR	Tlakovodní reaktor (označení západní koncepce)
VVER	Tlakovodní reaktor (označení ruské koncepce)
SFR	Sodíkem chlazený reaktor
JE-SFR	Jaderné elektrárny se sodíkem chlazeným reaktorem
VT	Vysokotlaký díl (turbíny, kompresoru)
ST	Středotlaký díl
NT	Nízkotlaký díl
CO ₂	Oxid uhličitý
GEN IV	Generace IV
Na	Sodík

Symbol	Jednotka	Popis symbolu
P	[Pa]	Tlak
t	[°C]	Teplota
t_{ST}	[°C]	Střední teplota
Δi	[kJ/kg]	Rozdíl entalpií
x	[-]	Poměrná suchost páry
η_t	[%]	Účinnost termická
η_{TDI}	[%]	Vnitřní termodynamická účinnost turbíny
η_m	[%]	Účinnost mechanická
η_g	[%]	Účinnost na svorkách generátoru
i	[kJ/kg]	Entalpie
s	[kJ/kg.K]	Entropie
v	[m ³ /kg]	Měrný objem
Q	[W]	Tepelný výkon
m	[kg/s]	Hmotnostní tok
P	[W]	Výkon
a	[J]	Vykonaná práce
ε	[-]	Poměrné stlačení
η_{REG}	[-]	Stupeň regenerace
q	[J]	Tepelný tok
ρ_{ST}	[kg/m ³]	Střední hodnota hustoty
d₁	[mm]	Vnitřní průměr teplosměnné trubky
d₂	[mm]	Vnější průměr teplosměnné trubky
d	[mm]	Střední průměr teplosměnné trubky

D₁	[mm]	Průměr obalové trubky
d_h	[mm]	Hydraulický průměr
n	[-]	Počet trubek
S	[m ²]	Průtočný průřez
S_v	[m ²]	Smáčený obsah
O	[m]	Obvod
a	[m]	Strana obdélníka
b	[m]	Strana obdélníka
Pr_{ST}	[-]	Střední hodnota Prandtlova čísla
v_{ST}	[m ² /s]	Kinematická viskozita
η_{ST}	[Pa.s]	Dynamická viskozita
λ_{ST}	[W/m.K]	Součinitel tepelné vodivosti
w_{ST}	[m/s]	Střední hodnota rychlosti
Re_{st}	[-]	Střední hodnota Reynoldsova čísla
Pe_{st}	[-]	Střední hodnota Pecletova čísla
Nu_{st}	[-]	Střední hodnota Nusseltova čísla
α_{st}	[W/m ² .K]	Střední hodnota součinitele přestupu tepla
k	[W/m ² .K]	Součinitel prostupu tepla
Δt	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
q	[W]	Měrný tepelný tok
S	[m ²]	Teplosměnná plocha
l	[m]	Střední délka teplosměnných trubek

Index	Popis indexu
vstup	Hodnota na vstupu
iz	Izoentropický
p	Pára; strana páry
tepcelk	Celkový tepelný
eko	Ekonomizér
výp	Výparník
přeh	Přehřívák
přih	Přihřívák
VT	Vysokotlaký díl
ST	Středotlaký díl
NT	Nízkotlaký díl
T	Turbína
K	kompresor
1N	Vstup do nízkotlakého kompresoru 1
1V	Výstup z nízkotlakého kompresoru 1

2N	Vstup do nízkotlakého kompresoru 2
2V	Výstup z nízkotlakého kompresoru 2
2V'	Výstup z regenerativního výměníku
3V	Vstup do plynové turbíny
4N	Výstup z plynové turbíny
4N'	Výstup z regenerativního výměníku tepla
priv	Přiváděný; přívod
odv	Odváděný; odvod
reg	Regenerace
ex	Vyexpedovaný
pp	Přihřívána
nv	Napájecí voda
C	Celkový
IN	Hodnota na vstupu
OUT	Hodnota na výstupu
s	Sodík; strana sodíku
ZM	Základní modul
V	větev
O	Strana ochlazovací (ohřívací)
K	Strana kondenzační
tp	Topná pára; strana topné páry
O_{tp}	Ochlazovací strana topné páry
K_{tp}	Kondenzační strana topné páry
O_{pp}	Ohřívací část přihřívané páry
K_{pp}	Kondenzační část přihřívané páry

SEZNAM OBRÁZKŮ

Č. obr.	Název obrázku	Zdroj
1.1	Příklad tříokruhového uspořádání jaderné elektrárny rychlým sodíkovým reaktorem smyčkového provedení (jaderná elektrárna SRN-300)	[2]
1.2	Schéma nejaderného přehřívání páry	[1]
1.3	Znázornění průběhu nejaderného přehřívání páry v T-s diagramu	[1]
1.4	Schematické znázornění jaderného přehřívání páry	[1]
1.5	Znázornění průběhu jaderného přehřívání páry v T-s diagramu	[1]
1.6	Tepelné schéma jaderné elektrárny SUPERPHENIX 1	[2]
1.7	Znázornění expanze v i-s diagramu kdyby nebylo použito přehřívání páry u elektrárny SUPERPHENIX1 při termodynamické účinnosti turbíny 0,88	
1.8	Schéma jaderné elektrárny BN-600	[2]
1.9	Schéma principu jaderného přehřívání páry na jaderné elektrárně BN-600 (integrální provedení modulu parogenerátoru)	[2]
1.10	Znázornění expanze v i-s diagramu kdyby nebylo použito přehřívání páry u elektrárny BN-600 při termodynamické účinnosti turbíny 0,88	
1.11	Schéma experimentální jaderné elektrárny BOR-60	[2]
1.12	Znázornění expanze v i-s diagramu bez použití přehřívání páry u elektrárny BOR-60 při termodynamické účinnosti turbíny 0,88	
2.1	Schéma R-C oběhu a znázornění v T-s diagramu	[5]
2.2	Schéma uzavřeného Braytonova oběhu a znázornění v T-s diagramu	[6]
2.3	Tepelné schéma systému s jaderným přehříváním páry	
2.4	Tepelné schéma systému s nejaderným přehříváním páry	
2.5	Tepelné schéma dvouokruhového uspořádání systému s nadkritickými parametry CO ₂	
2.6	Tepelné schéma tříokruhového uspořádání systému s podkritickými parametry CO ₂	
3.1	Zjednodušené tepelné schéma oběhu s jaderným přehříváním páry pro JE-SFR	
3.2	Znázornění schematického zapojení systému s jaderným přehříváním páry ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM	
3.3	Znázornění schematického zapojení systému s jaderným přehříváním páry včetně vypočtených hodnot ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM	
3.4	Znázornění systému s jaderným přehříváním páry v T-s diagramu	
3.5	Zjednodušené tepelné schéma oběhu s nejaderným přehříváním páry pro JE-SFR	
3.6	Znázornění schematického zapojení systému s nejaderným přehříváním páry ve školním výukovém programu THERMOPTIM	

3.7	Znázornění schematického zapojení systému s nejaderným přehříváním páry včetně vypočtených hodnot ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM	
3.8	Znázornění systému s jaderným přehříváním páry v T-s diagramu	
3.9	Uzavřený Braytonův tepelný oběh s regenerací tepla a dvojitou kompresí pracovní látky	[8]
3.10	Znázornění Braytonova oběhu s dvojitou kompresí a regenerací tepla v T-s diagramu	[1]
4.1	Těleso parogenerátoru o celkovém tepelném výkonu 600 MW _t	
4.2	Ilustrativní příklad protiproudého výměníku tepla	[10]
4.3	Ilustrativní příklad trubkovnice přímého přehříváku páry	[11]
4.4	Schematické zobrazení řezu trubkovnicí	
4.5	Ilustrativní průběh teplot sodíku a páry v přehříváku	
4.6	Schematický řez odlučovákem – přehřívákem páry pro turbínu Škoda 1000 MW (JE Temelín)	[13]
4.7	Schematické zobrazení navrhované koncepce přehříváku pro systémy s nejaderným přehříváním	
4.8	t-Q diagram	
4.9	Detail trubkovnice pro přehřívák-odlučovák páry na ETE	[34]
4.10	Tepelná bilance přehříváku páry	
4.11	Schematické znázornění trubkovnice pro navrhovaný přehřívák páry pro systémy s nejaderným přehříváním páry	
4.12	Válcový plášť pro trubkový svazek na ETE	[34]
4.13	Schematický návrh přehříváku páry pro systémy s nejaderným přehříváním páry	
4.14	Diagram pro určení teplotních poměrů ve výměníku tepla s křížovým proudem	[20]
5.1	Parní turbína od GE (typ Fossil G-series)	[27]

SEZNAM TABULEK

Č. tab.	Název tabulky	Zdroj
1.1	Vybrané základní parametry jaderné elektrárny SUPERPHENIX 1	[2]
1.2	Vybrané základní parametry elektrárny BN-600	[2]
1.3	Některé základní projekční parametry experimentální jaderné elektrárny BOR-60	[2]
3.1	Vypočtené hodnoty systému s jaderným přehříváním páry ve školním výpočtovém programu THERMOPTIM	
3.2	Volené parametry oběhu	
3.3	Vypočtené hodnoty systému s nejaderným přehříváním páry	
3.4	Volené parametry oběhu	
3.5	Vypočtené hodnoty jednotlivých bodů Braytonova oběhu	[1]
4.1	Entalpie páry při dané teplotě a tlaku; hustota páry pro danou střední teplotu	[12]
4.2	Entalpie sodíku při dané teplotě a tlaku; hustota sodíku pro danou teplotu	[13]
4.3	Vypočtené hodnoty průměru obalové trubky a počtu teplosměnných trubek pro přehřívanou páru	
4.4	Termo-fyzikální vlastnosti sodíku pro střední teplotu 432,5°C	[13]
4.5	Termo-fyzikální vlastnosti páry pro střední teplotu 366,5°C	[12]
4.6	Entalpie páry při dané teplotě a tlaku	[12]
4.7	Entalpie páry při dané teplotě a tlaku	[12]
4.8	Termo-fyzikální vlastnosti topné páry pro střední teplotu 424,63°C	[12]
4.9	Termo-fyzikální vlastnosti topné páry pro teplotu kondenzace 359,26°C	[12]
4.10	Termo-fyzikální vlastnosti přehřívané páry pro střední teplotu 370°C	[12]
4.11	Termo-fyzikální vlastnosti přehřívané páry pro střední teplotu 333,1°C	[12]
5.1	Přehled nabízených parních turbín od jednotlivých výrobců	[22,23,24,24,26,27]
5.2	Přehled nabízených spalovacích turbín od jednotlivých výrobců	[28,29,30,31]
6.1	Srovnání výsledků tepelného výpočtu přehříváku páry a termodynamické analýzy oběhu pro jaderné a nejaderné přehřívání páry	
6.2	Výsledky tepelného výpočtu mezivýměníku tepla sodík-CO ₂ a termodynamické analýzy oběhu	[21]

SEZNAM PŘÍLOH

Č. přílohy	Název přílohy
1	Vybrané základní parametry jaderných elektráren se sodíkem chlazeným reaktorem
2	Katalogy výrobců parních turbín
3	Katalogy výrobců spalovacích turbín
4	Výpočet přehříváku páry pro jaderné a nejaderné přehřívání páry v MS Excel